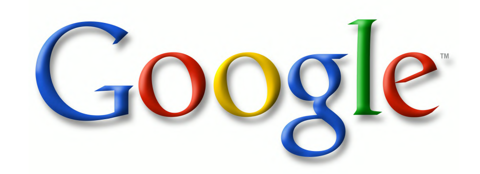
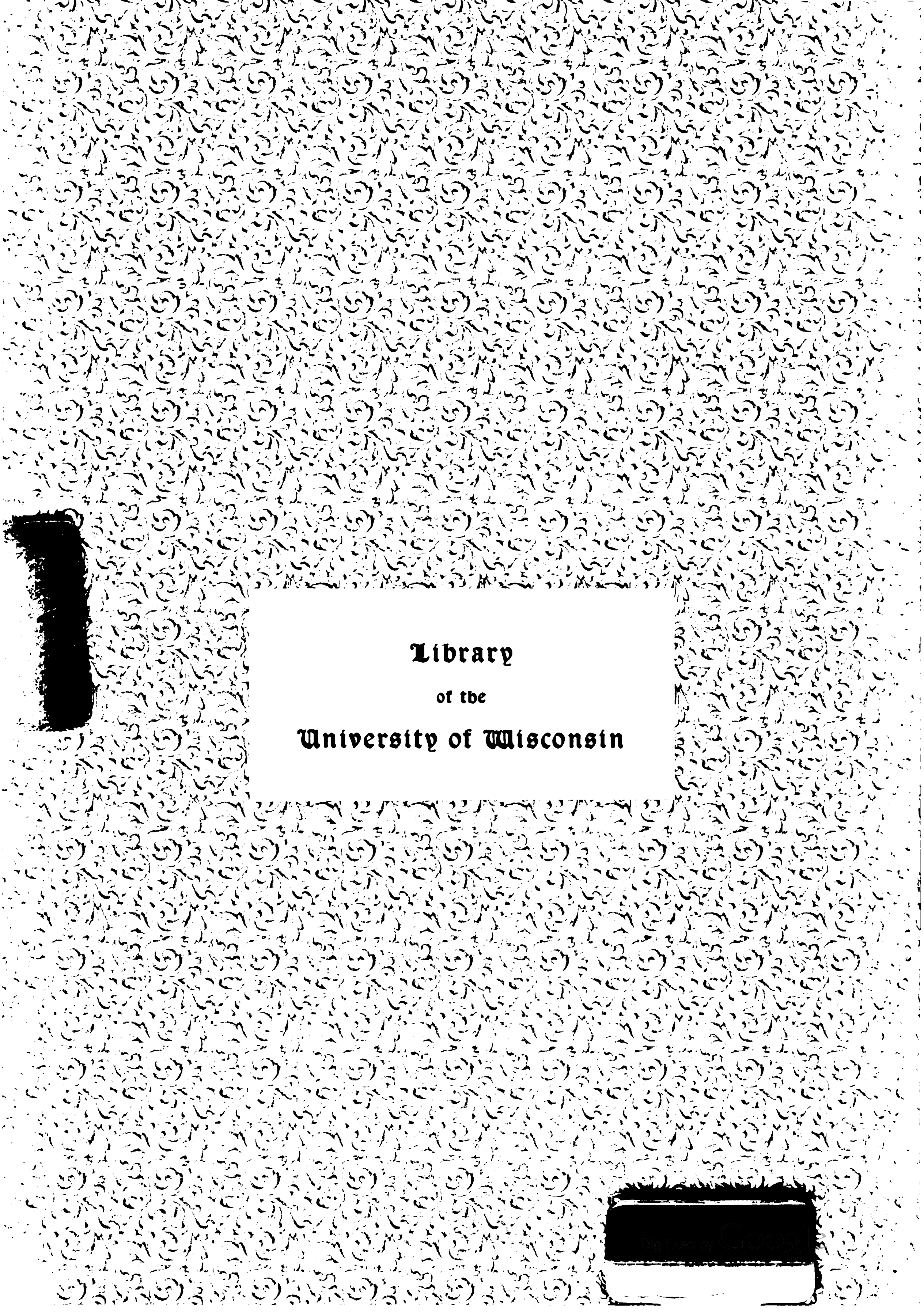


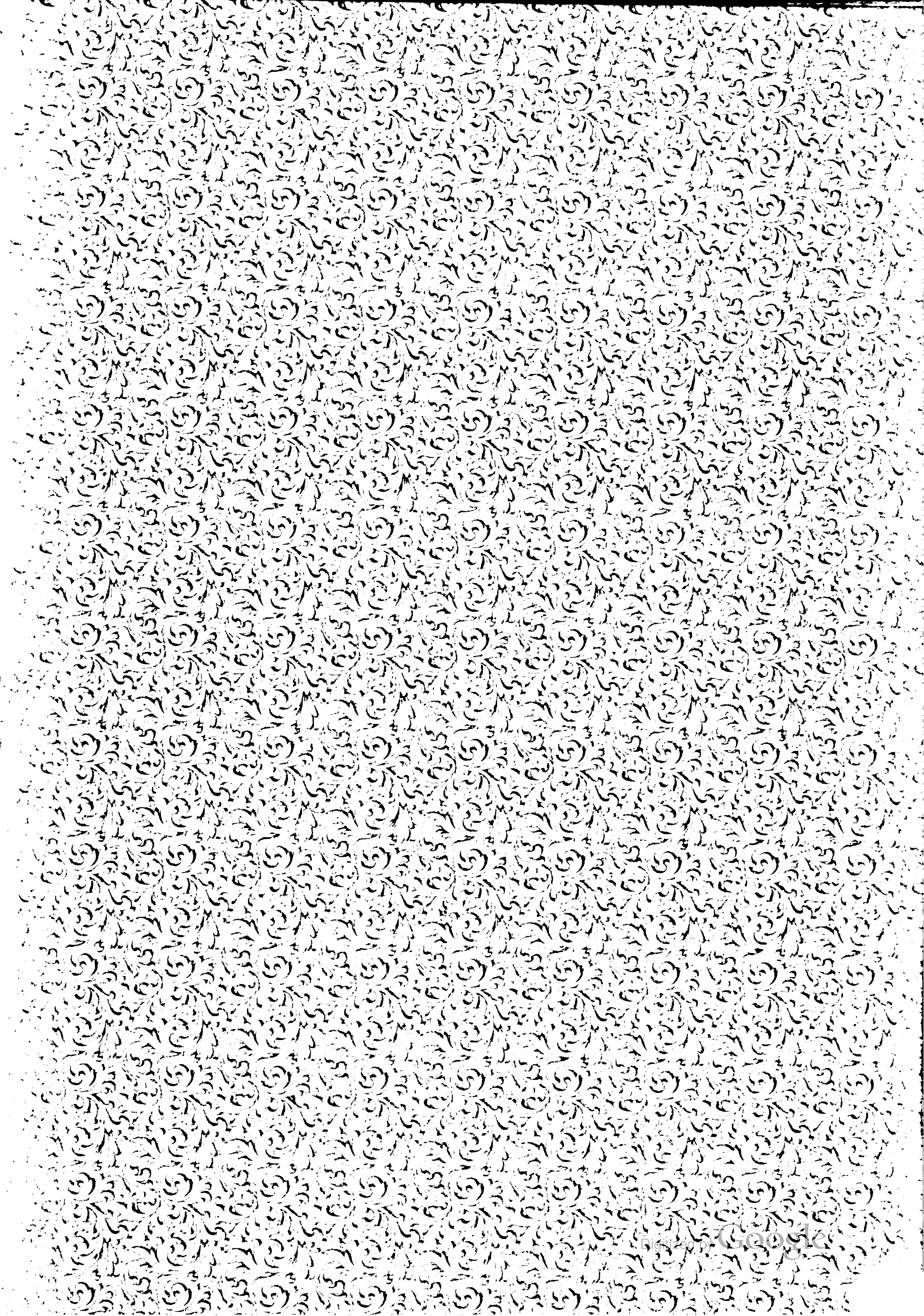


Rudolf Mewes

Dampfturbinen



Library
of the
University of Wisconsin



Dampfturbinen.

Dampfturbinen,

deren Entwickelung, Bau, Leistung und Theorie

nebst Anhang über Gas- und Druckluftturbinen

von

Rudolf Mewes

Ingenieur.

Mit 375 Abbildungen und 1 Tafel.



BERLIN W.

Verlag von M. Krayn.

1904.

Vorwort.

Durch den ersten Teil des Buches, welcher die geschichtliche Entwickelung des Dampfturbinenbaues von den ursprünglichen Anfängen bis zur heutigen Höhe behandelt, soll der Leser allmälig in das Wesen und die Bedeutung des modernen Dampfturbinenbaues eingeführt werden. Zu diesem Zwecke sind bei den einzelnen Fortschritten des Dampfturbinenbaues kurze Hinweise auf die jedesmal darin enthaltenen Ansätze und Grundlagen für die später in der Praxis wirklich als brauchbar befundenen Konstruktionen und Vergleiche gebracht worden. Hierdurch dürfte der erste, die geschichtliche Entwickelung behandelnde Teil auch für den Fachmann und nicht nur für den Laien, für den ja in erster Linie der zeitlich vorschreitende Fortschritt von besonderem Interesse zu sein pflegt, von Wert und Nutzen sein.

Im zweiten Teil, der mehr den Fachmann interessiert, sind die wichtigsten Angaben, welche über den Bau der praktisch ausgeführten Dampfturbinentypen bekannt geworden sind, zusammengestellt worden, während im dritten Teile die Leistungen der ausgeführten Turbinen durch gesicherte Leistungsversuche festgestellt sind.

Für diese beiden Teile ist der Stoff in entgegenkommendster Weise von ersten Dampfturbinenfirmen und bedeutenden Dampfturbinenbauern zur Verfügung gestellt, wofür Verfasser an dieser Stelle seinen aufrichtigen Dank ausspricht.

In dem vierten Teil, in welchem die Theorie der Dampfturbinen ausführlich behandelt werden sollte, konnte nur die Zeuner'sche Theorie der Lavalturbine kurz angeführt werden,

während mit Rücksicht auf den kleinen nur noch verfügbaren Raum die wichtigsten theoretischen Probleme und Fragen der modernen Dampfturbinen nur kurz erwähnt und nur Hinweise auf die Art und Weise einer künftigen Behandlung und auf die darin besonders zu behandelnden Punkte gegeben werden konnten.

Zum Schluss dieses Abschnittes ist dann noch die theoretische Behandlung der Heissdampfturbine nach der Arbeit von Herrn Professor E. Lewicki wiedergegeben worden, weil die Ableitung zum Verständnis der im dritten Teil zusammengestellten Versuche desselben über Heissdampfturbinen unerlässlich ist.

Im Anhang wird noch das Problem der Gas- und Druckluftturbine berührt.

Verfasser ist sich wohl bewusst, die gestellte Aufgabe bei der Reichhaltigkeit des bereits vorliegenden Stoffes nicht vollkommen bewältigt zu haben, zumal die Theorie nicht in gewünschter Ausführlichkeit von neuen Gesichtspunkten aus, welche sich bereits in anderen Zweigen des exakten Wissens bewährt haben, behandelt werden konnte.

BERLIN, im April 1904.

Rudolf Mewes.

Inhalts-Verzeichnis.

IV. Kapitel.

V. Kapitel

VI. Kapitel.

VII. Kapitel.

VIII. Kapitel.

IX. Kapitel.

II. TEIL.

X. Kapitel.

XI. Kapitel.

XII. Kapitel.

III. TEIL.

XIII. Kapitel.

XIV. Kapitel.

XV. Kapitel.

IV. TEIL.

XVI. Kapitel.

XVII. Kapitel.

Anhang.

I. TEIL.
Geschichtliche Entwickelung.

I. KAPITEL.

Allgemeine Vorbemerkungen.

In den letzten Jahrzehnten erwuchs der Dampfmaschine in der Gasmaschine ein lebenskräftiger und nicht zu unterschätzender Gegner beziehungsweise Wettkämpfer, da es gelang, die letztere in nicht blos für den Kleinbetrieb, sondern auch für den Grossbetrieb geeigneten Grössen herzustellen und dabei einen Wirkungsgrad zu erzielen, welcher demjenigen der Dampfmaschine erheblich überlegen ist. Der Nachteil der Gasmaschine gegenüber der Dampfmaschine, welcher darin bestand, dass man noch bis in die 90er Jahre hinein lediglich auf die Benutzung teurer Brennstoffe, wie Leuchtgas, Petroleum, Benzin, Spiritus und dergleichen, angewiesen war, wurde mit einem Schlage durch die Einführung der Gichtgas- und Sauggas-Explosivmaschinen aufgehoben und dabei gleichzeitig auch die Durchführbarkeit der Gasmaschinen in Einheiten bis zu 1000 Pferdestärken und darüber in der Praxis gezeigt. Seitdem begann die Gasmaschine auf der eigensten Domäne der Dampfmaschine, auf dem Gebiete der Grosskraftmaschinen, als kräftiger Mitbewerber aufzutreten.

Infolge dieser Konkurrenz strebten die Dampfmaschinen-Ingenieure mit allen Kräften dahin, auch die Leistungsfähigkeit der Dampfmaschine auf jede erdenkbare Weise zu erhöhen und für dieselbe Arbeitsverfahren günstigeren thermischen Effektes in die Praxis einzuführen. Zu diesem Zwecke steigerten sie durch Erhöhung der Dampftemperatur in besonderen Dampfüberhitzern und durch Ausnutzung der Abwärme in sogenannten Abwärmekraftmaschinen das nutzbare Temperaturgefälle. Wenn auch hierdurch eine etwas grössere Leistungsfähigkeit erzielt worden ist und in letzter Zeit durch Erhöhung der Spannung die Abmessungen der Maschine unter gleichzeitiger günstiger Beeinflussung des Wirkungsgrades sich vermindert haben, so kann gleichwohl die Dampfmaschine, da sie, wie aus theoretischen

Gründen ohne Weiteres einleuchtet, bei Befolgung der bisherigen Arbeitsverfahren an die Höchstgrenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt ist, bezüglich des wirtschaftlichen Wirkungsgrades eine Ueberlegenheit über die Grossgasmaschinen nicht erreichen.

Bei dieser Sachlage würde daher für die Dampfmaschine, die wegen ihrer Betriebsweise, insbesondere aber wegen ihrer sicheren und bequemen Steuerung, gegenüber der nicht umsteuerbaren Gasmaschine in vielen Fällen verlässlicher und vorteilhafter ist, das grosse Gebiet der Grosskraftmaschinen, insbesondere aber das der Schiffsmaschinen, vorbehalten bleiben und von ihr auch fernerhin behauptet werden können, wenn ihr nicht im eigenen Lager in den Dampfturbinen ein weit gefährlicherer Mitbewerber erstanden wäre.

Die Dampfturbine, deren Grundprinzipien uralt und bereits bei den Griechen durch das Reaktionsrad Hero's von Alexandrien und im Beginn der Neuzeit durch das Dampfrad von Branca, welch letzteres als Vorbild für die heutige Lavalturbine gedient hat, bekannt geworden sind, ist in dem letzten Jahrzehnt durch die Konstruktionen von Laval, Parsons, Riedler-Stumpf zu so grosser Vollkommenheit ausgebildet worden, dass sie auch in wirtschaftlicher Hinsicht, was bei den früheren Vorversuchen und den Konstruktionen am Ende des achtzehnten und in der ersten Hälfte des neunzehnten Jahrhunderts nicht der Fall war, mit den besten Kolbendampfmaschinen wetteifern kann. Damit ist aber mit einem Schlage die augenblickliche Lage sehr zu Ungunsten der Kolbendampfmaschine umgestaltet worden; denn die Dampfturbine muss von jedem Ingenieur, der einigermassen über die Grundprinzipien und Konstruktion unserer Kraftmaschinen unterrichtet ist, als die Maschine denkbar einfachster Konstruktion und als Dampfmaschine höchsten thermischen Wirkungsgrades anerkannt werden. Ausserdem bietet sie den Vorteil, dass bereits bei den bisher durch die Dampfturbine verwirklichten Arbeitsverfahren deren thermischer Wirkungsgrad demjenigen unserer besten heutigen, nach dem Prinzip des Ottomotors arbeitenden Explosiv- oder Verbrennungskraftmaschinen ziemlich nahe kommt. In ihr ersteht also nicht nur der Dampfmaschine, sondern auch der Gasmaschine ein gefährlicher Wettkämpfer, der allem Anschein nach, wenigstens nach der ausserordentlich raschen und glänzenden Entwicklung in den letzten zehn Jahren, berufen sein wird, in schnellem Siegeslauf die Führung in der modernen Maschinenindustrie zu übernehmen. Hierfür spricht insbesondere auch der Umstand, dass die Dampf-

turbine dem Streben des neuzeitlichen Schnellbetriebs entgegenkommt, ja dessen Anforderungen nicht nur gewachsen ist, sondern sogar weit über dieselben hinausgeht, während die Grossdampfmaschinen den Forderungen des Schnellbetriebs nicht genügen, die bisherigen Grossgasmaschinen denselben etwa gerade noch entsprechen können.

Die Gasturbine aber dürfte sicherlich diese Führung in thermodynamischer und technischer Hinsicht erlangen, sofern für die noch in den ersten Anfängen liegende Gas- und Druckluftturbine eine einfache und praktisch brauchbare Ausführungsform sich finden liesse. Ob dies je oder in bald absehbarer Zeit der Fall sein wird, darüber lässt sich heute, am allerwenigsten aber mit Rücksicht auf die vom modernen Maschinenbau gebrachten überraschenden und grossartigen Erfolge, ein sicheres Urteil nicht abgeben.

Der Bau der Dampfturbinen, welche heute bereits in einer Gesamtpferdestärkenzahl von beinahe einer Million ausgeführt und im Betrieb sind, ist soweit vorgeschritten, dass man heute bereits an die Ausbauung der Theorie der Dampfturbinen und an die Aufstellung einer theoretischen Konstruktionslehre derselben herangetreten ist, wie dies zum Beispiel im Anschluss an die Arbeiten von Weissbach und Zeuner jüngst in dem ausserordentlich gehaltreichen Buche „Die Dampfturbinen und die Aussichten der Wärmekraftmaschinen“ bereits von Dr. A. Stodola, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich, geschehen ist. Andererseits beginnt jedoch der Dampfturbinenbau, da die Dampfturbinen in den Laval-, Parsons- und Riedler-Stumpf-Turbinen feststehende Form und Gesamtkonstruktion angenommen haben, welche für alle übrigen Konstruktionen mehr oder weniger vorbildlich sind, bereits die Arbeit im kleinen einerseits durch die Vervollkommnung der einzelnen Organe bis zur höchsten Stufe der Vollendung, andererseits durch Abänderung bezw. Verbindung der beiden typischen Arbeitsverfahren von Laval und Parsons unter gleichzeitiger Anwendung der verschiedenen bei den Kolbendampfmaschinen erprobten thermischen Arbeitsverfahren.

Kennzeichnend für diesen Stand des Dampfturbinenbaues sind die wichtigsten, heute für die Praxis in Frage kommenden Turbinenkonstruktionen von Laval, Parsons, Rateau, Curtis, Zoelly, Riedler-Stumpf, Lewicki. Während bei Laval der mechanische Ausbau, bei Parsons und den jüngeren Konstrukteuren die Erzielung praktischer Umlaufzahlen das für die Durchführung der Kon-

struktion bestimmende Moment unter gleichzeitiger Verwirklichung möglichster Dampfexpansion ist, geht das Streben des Letztgenannten dahin, das Arbeitsverfahren der Dampfturbine in der Richtung auszubilden, dass die Abwärme des Auspuffdampfes der mit hoch überhitztem Dampf arbeitenden Turbine im Arbeitsverfahren selbst nach Möglichkeit mit ausgenutzt wird.

Man kann daher bei dieser Sachlage sich der Ansicht Dr. Stodolas wohl anschliessen, dass im gegenwärtigen Stadium des Dampfturbinenbaues nunmehr das Hauptgewicht auf die Erörterung der wissenschaftlichen Grundlagen dieser hohe Bedeutung erlangenden Motorart gelegt werden müsse. Es kann dagegen aber nicht verhehlt werden, dass, wie ja klar zu Tage liegt, die Hauptergebnisse in diesem neuen Zweige des Maschinenbaues nicht durch die Leistungen der Theoretiker, sondern vor allen Dingen durch die mühsame Arbeit des praktischen Konstrukteurs und durch zahlreich angestellte Experimente erzielt worden sind. Die Theorie hinkt, wie fast in allen Zweigen des praktischen Maschinenbaues, erst nach und hat nunmehr allerdings die Aufgabe, die theoretischen Grundformeln und analytischen Entwickelungen, welche einem gut vorgebildeten Konstrukteur selbst nicht fremd sein können oder sollen, in einfacher und übersichtlicher Darstellung abzuleiten und die Theorie, deren der Konstrukteur nicht ganz entraten kann, in eine für ihn handlichere und bequemer brauchbare Form zu bringen.

Da somit weder die Theorie noch auch die Experimentierkunst bezw. das Grossexperiment in den modernen Maschinenlaboratorien sowie in den grossen Maschinenfabriken selbst zur Vervollkommnung der Dampfturbinen bis zu dem Grade, welcher nach den Grundgesetzen der Wärmetheorie praktisch überhaupt möglich ist, durchaus nicht entbehrt werden kann, so soll auf beide Richtungen in den weiter unten folgenden Darlegungen an der Hand der bisherigen Literatur nach Möglichkeit Rücksicht genommen und insbesondere bei den einzelnen Maschinentypen und theoretischen Arbeiten auf die Fortschritte und Unterschiede gegenüber den voraufgehenden Leistungen kurz hingewiesen werden.

Wenn jedoch wie hier ein Maschinentypus schon so weit vorgeschritten ist, dass sich die Technik dem Ausbau im grossen und ganzen feststehender Formen und Gesamtkonstruktionen im kleinen zuwendet, so gewinnen auch die ursprünglichen Ansätze, welche beim Aufstellen der Grundprinzipien des neuen Maschinen-

typus und den ersten noch unvollkommenen Versuchen und Maschinenkonstruktionen erhalten worden sind, für den ausführenden Maschineningenieur sowohl wie auch für weitere technische Kreise Bedeutung und können insbesondere für den ersteren zum weiteren Ausbau älterer, wenn auch unvollkommener Konstruktionen oder auch nur einzelner Maschinenteile anregend und fruchtbar werden. Aus diesem Grunde sollen hier auch die früheren Leistungen, soweit darüber in der Literatur, insbesondere für das letzte Jahrhundert in den Patentschriften, Berichte enthalten sind, kurze Ueberblicke im obigen Sinne gebracht werden, da auf diese Weise auch der Studierende, welcher sich über die Eigenart und den Bau der Dampfturbinen unterrichten will, in dies gerade nicht leichte Gebiet am ersten eingeführt und durch die kurzen kritischen Hinweise auf die jedesmaligen Fortschritte und die Art der erstrebten Lösungen am leichtesten zu einem selbständigen Urteil und gedeihlichen Weiterarbeiten angeregt wird. —

Während Sosnowski in dem von mir für den geschichtlichen Teil fast ausschliesslich benutzten Werke „Roues et turbine à vapeur" die einschlägige Literatur in historischer Reihenfolge zusammenstellt, soll mit Bezug auf den angestrebten Zweck kritischer Behandlung die geschichtliche Reihenfolge der Entwickelung nicht innegehalten werden, sondern vielmehr die vorhandene Literatur nach einzelnen Turbinenklassen zusammengestellt und behandelt werden. Hierbei soll die Einteilung, welche Sosnowski am Schlusse seines Werkes auf Seite 185—87 gibt, im grossen und ganzen beibehalten und dessen Ausführungen nur insoweit erweitert werden, dass auch die neuste Literatur etwa vom Jahre 1895 ab möglichst vollständig Berücksichtigung findet; insbesondere sollen aber auch die bei den früheren Konstruktionen nur wenig berücksichtigten Konstruktionsteile, wie Regelungs-, Schmiervorrichtungen, Herstellungsweise verschiedener Turbinenscheiben oder -Flügel und dergl., in besonderen Abschnitten behandelt werden. Allerdings werden hierfür, da die Maschinenfabriken aus erklärlichen Gründen ihre Erfahrungen über solche Detailarbeit nicht veröffentlichen und preisgeben, nur vorwiegend die Veröffentlichungen in der einschlägigen Patentliteratur und etwaige Andeutungen in den Einzelarbeiten von Fach-Ingenieuren zu Gebote stehen und berücksichtigt werden können.

Ausserdem sollen zum Schlusse dieses Abschnittes dann die verschiedenen Arbeitsverfahren der hauptsächlich in Frage

kommenden Dampfturbinentypen rücksichtlich ihres thermischen und mechanischen und damit ihres theoretischen Gesamtwirkungsgrades miteinander verglichen und nach Möglichkeit die Gesichtspunkte mitgeteilt werden, in deren Richtung eine etwaige Vervollkommnung des thermischen Wirkungsgrades etwa möglich sein könnte.

Um jedoch schon vor dem Studium des Buches selbst dem Leser von vornherein einen klaren Ueberblick über die Gesamtentwicklung des Dampfturbinenbaues aus den ersten Anfängen bis zu den heutigen praktisch brauchbaren Maschinentypen zu verschaffen, will ich zunächst noch in ähnlicher Weise, wie dies von Robert H. Thurston im Jahrgang 1901 von Scientific American Supplement geschehen ist, einige kurze orientierende Angaben über Entwicklung, Bau und Vorzüge der Dampfturbinen gegenüber den Kolbendampfmaschinen machen.

Die Dampfturbine muss von Jedem, der mit den allgemeinen Grundprinzipien des Maschinenbaues vertraut ist, als die Dampfmaschine einfachster Konstruktion und höchsten thermischen Wirkungsgrades anerkannt werden, die selbst den neueren Wärme- und Verbrennungs- oder Explosionskraftmaschinen, deren Wirkungsgrade sie sehr nahe kommt, in mechanischer Hinsicht überlegen ist. Dieselbe hat ja die geringste Zahl beweglicher Teile und ist in thermodynamischer Hinsicht von anderen Verlusten, als diejenigen einer idealen Wärmekraftmaschine, fast vollkommen frei. Eine solche Maschine ist bisher nicht gebaut und es ist auch nicht erwartet worden, dass sie in vollkommener Ausführung je gebaut werden könne. Indessen das Ende des 19. Jahrhunderts hat eine vollständige Annäherung an dieses Ideal gebracht und zwar wunderbarer Weise durch Rückkehr zu einem uralten Maschinentypus und durch Verwirklichung desselben in richtig bemessenen Formen und Abmessungen. Als typische Vorbilder haben die von Hero in seiner Schrift „Pneumatica“ Seite 120 beschriebene Idee eines Reaktions-Dampfrades (siehe Fig. 1) und das in besserer Ge-



Fig. 1.

stalt und Form von Branca in seinem Werk „Verschiedene Maschinen" 1629 abgebildete Aktions-Dampfrad (siehe Fig. 2) gedient.

Das Ideal einer Maschinenkonstruktion ist sicherlich dann erreicht, wenn nur ein einziges sich bewegendes Element vorhanden ist. Das Ideal einer solchen thermodynamischen Maschine ist dagegen annähernd in einem Motor verwirklicht, bei welchem adiabatische Expansion gesichert ist und Reibung sowie Abwärme verhältnismässig sehr gering werden. Die heutige Dampfturbine entspricht diesen Anforderungen in hohem Grade; auch dürften die Verlustfaktoren, in Sonderheit diejenigen durch Leitung und Strahlung sowie durch unvollkommene Expansion, bei vervollkommneter Konstruktion und weiteren Erfahrungen mit den unten beschriebenen Maschinen höchst wahrscheinlich noch einer grossen Verminderung fähig sein.

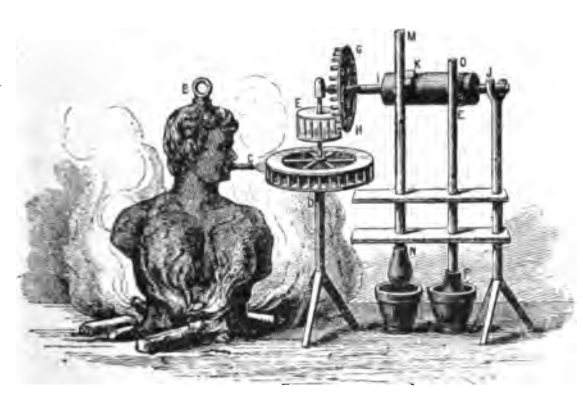


Fig. 2.

Die Dampfturbine, welche im Jahre 120 vor Christi Geburt und möglicherweise schon lange vorher bei den Griechen als Reaktionsrad bekannt war, wurde von Branca 1629 in der bei uns gebräuchlichen Form der Wasserräder der Peltonklasse und der Dampfturbine des Lavaltypus (siehe Fig. 2) vorgeschlagen und hat erst neuerdings als eine brauchbare Form des Wärme motors bei den Fach-Ingenieuren ernste Beachtung gefunden.

Die Ursache hierfür lag nicht darin, dass Branca und die späteren Erfinder mit den Prinzipien und dem Wirkungsgrade der Turbinen an sich nicht vertraut waren; denn nach der Zeichnung zu schliessen, war die Konstruktion und Wirkungsweise der Branca'schen Turbine genau dieselbe wie bei den hydraulischen Motoren, welche von altersher im Gebrauch gewesen und in der Neuzeit, den Anforderungen des modernen Maschinenbaues entsprechend, nur technisch weiter ausgebaut worden sind. Die Theorie dieser Maschinen ist ausserdem bereits in der Mitte des vorigen Jahrhundert von Weissbach und später von anderen

jüngeren Maschineningenieuren mit der grössten Sorgfalt entwickelt und in der Praxis von den Konstrukteuren aller Kulturstaaten vielfach benutzt worden. Der Grund lag auch nicht darin, dass keine Versuche zur Benutzung derartiger Maschinen gemacht worden waren; vielmehr sind von Zeit zu Zeit seit Branca und besonders im vergangenen Jahrhundert sowohl Wasserturbinen als auch Dampfturbinen gebaut und praktisch benutzt worden.

Vor mehr denn einem halben Jahrhundert wurde z. B. von Atwater eine Dampfturbine der Heroform gebaut, welche infolge ihrer sorgfältigen konstruktiven Ausführung nach vorliegenden Berichten darüber praktisch dieselbe Leistungsfähigkeit als eine gewöhnliche Dampfmaschine damaliger Zeit gleicher Stärke ergab. In den letzten 25 Jahren wurden ausserdem sowohl Turbinen nach dem Hero- wie auch nach dem Brancatypus in den Vereinigten Staaten von den Konstrukteuren der Spinn-, Schleuder- und ähnlicher Maschinen in die betreffenden Betriebe eingeführt, ohne jedoch die Aufmerksamkeit des Publikums oder der Ingenieure auf sich zu ziehen. Diese Maschinen machten in der Minute 6—8000 und mehr, ja selbst bis zu 35 000 Umdrehungen und waren daher als direkt arbeitende Motoren nicht verwendbar. In einzelnen Füllen ergab sich bei guter Konstruktion eine erstaunliche Leistungsfähigkeit; insbesondere zeigte die Brancaform derartig befriedigende Eigenschaften, dass Laval an deren Bau herantrat und sie dauernd und ständig in die Liste von Primärmotoren oder Krafterzeugern einreihte.

Die Ursache dieses grossen Erfolges konnte, wie bereits oben bemerkt ist, nicht daran liegen, dass von Laval etwa eine neue Theorie der Dampfturbinen ersonnen wurde, da ja die Theorie in der Hauptsache längst abgeschlossen und auch den älteren Konstrukteuren nicht unbekannt war, sondern lag vielmehr darin, dass Laval die Hauptschwierigkeit, welche die für einen guten thermischen Wirkungsgrad unbedingt erforderliche ausserordentlich hohe Tourenzahl des neuen Dampfmotors für die technische Ausführung desselben bietet, erkannte und mit einem Schlage durch die Anwendung einer biegsamen Welle beseitigte, welche dem Rade bei grosser Geschwindigkeit nach dem gyrostatischen Prinzip wie beim Kreisel um eine dem Schwerpunkt nahe kommende, fast freie Drehachse zu rotieren ermöglicht.

Es zeigt sich also auch hier bei der Dampfturbine ebenso, wie dies bei der Kolbendampfmaschine der Fall gewesen ist, die eigentümliche Tatsache, dass die gedeihliche Fortentwickelung

eines hochwichtigen Maschinentypus lediglich von der Einführung eines einzelnen, aber für die Maschine und deren Arbeitsweise ausschlaggebenden Maschinenelementes abhängig ist.

Bekanntlich hatten die ersten Dampfmaschinen, welche Watt baute, nur eine hin- und hergehende Bewegung, vermochten aber eine Drehbewegung nicht zu erzeugen, sodass sie nur einer beschränkten Anwendung, insbesondere zum Betriebe von Bergwerkspumpen, wofür sie ja zum Ersatz der alten newkomen'schen Kondensationsmaschine ursprünglich bestimmt waren, fähig waren. Erst seit der Einführung des Kurbelmechanismus in den Dampfmaschinenbau und seit der Verbindung dieses Maschinenelements mit dem Balancier datiert die glänzende Entwickelung der von Watt erfundenen doppelt wirkenden Dampfmaschine. Denn erst als 1781 Watt infolge wiederholter Mahnung Boultons endlich den Plan, durch die Dampfmaschine eine rotierende Bewegung zu erzeugen, verwirklichte und vom Balancier vermittelst einer Pleuelstange eine Kurbel in Umdrehung versetzen liess, wurde die Dampfmaschine geeignet, Mühlen und andere eine Drehbewegung erfordernde Vorrichtungen zu treiben. Aber nicht nur in mechanischer, sondern auch in thermodynamischer Hinsicht löste Watt das Dampfmaschinenproblem, wie ein Jahrhundert später, ihm nacheifernd, Laval das Dampfturbinenproblem bewältigte. Von Watt wurden ja bekanntlich fast sämtliche wesentlichen Neuerungen, welche für den Ausbau der Kolbendampfmaschinen in ihrer heutigen Vollkommenheit von Bedeutung sind, in den Grundzügen aufgestellt und festgelegt. Dem modernen Dampfmaschinenbau blieb nur übrig, die von Watt bereits festgelegten Grundgedanken, unterstützt von einer durch die neuere Wärmemechanik sicherer begründeten Dampfmaschinentheorie, mit Hülfe der bis zur höchsten Vollkommenheit entwickelten modernen Werkzeugmaschinen und des von der Metallindustrie zu verhältnismässig niedrigem Preise gelieferten Baumaterials höchster Festigkeit und Haltbarkeit praktisch zu verwirklichen.

Genau in derselben Weise ist auch der Ausbau und die schnelle Entwickelung der Dampfturbinen infolge der Einführung der biegsamen Turbinenwelle durch Laval in die Turbinentechnik bedingt worden, wie wohl dem unterrichteten Fachmann einleuchten dürfte. Denn ohne diesen an sich so einfachen konstruktiven Fortschritt würde die sichere Lagerung des Turbinenrades mittels der Turbinenwelle wegen der hohen Tourenzahl für Dauerbetrieb sich nicht verwirklichen lassen. Wie bei

der Kolbendampfmaschine gerade die hin- und hergehende Bewegung und die Notwendigkeit, dieselbe erst durch einen besonderen Mechanismus in Drehbewegung umzusetzen, die hauptsächliche Schwäche und das Grundübel dieser an sich so grossartigen Maschinengattung bildet, ebenso bildet dagegen bei den Dampfturbinen, welche den Kolbendampfmaschinen gegenüber vor allen Dingen den Vorzug der direkten Erzeugung von Dreh-

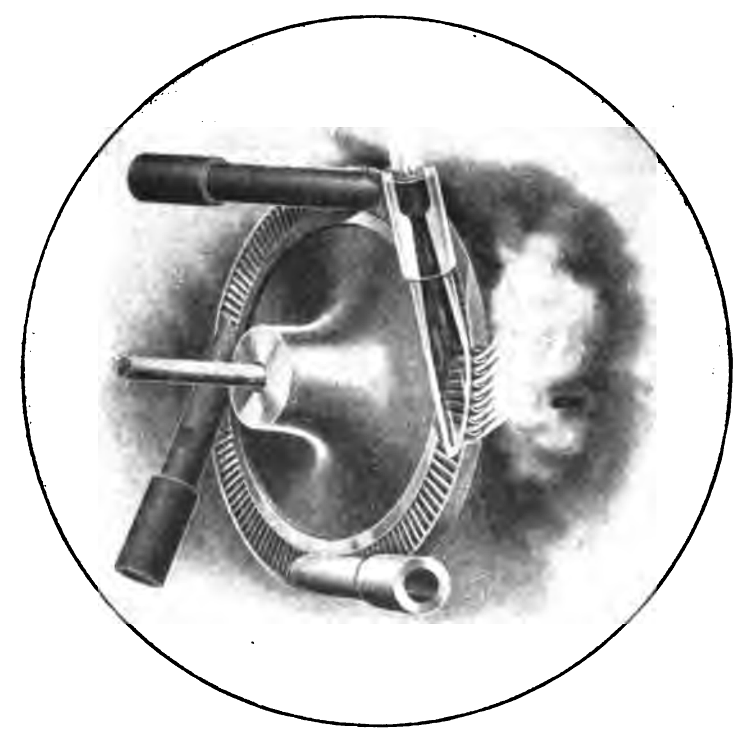


Fig. 3.

bewegung besitzen und daher die Stösse und Schwingungen des hin- und hergehenden Kolbens vollständig vermeiden, die zur Erzielung eines guten thermodynamischen Wirkungsgrades bisher erforderliche und beim Lavaltypus nicht zu umgehende hohe Tourenzahl das Haupthindernis für die praktische Ausführung dieser an sich so einfachen Maschine. Es geht daraus klar hervor, dass in der Tat die weitere Entwickelung und die Einführung dieser Maschinen in praktische Betriebe in erster Linie von der dauernd sicheren Lagerung der Turbinenwelle abhängig ist. Den ersten Gedanken zur Lösung dieses Problems und die Lösung

desselben in wirklich einfacher und genialer Weise wurde von Laval durch die Einführung der biegsamen Turbinenwelle gegeben. Gleich seinem grossen Vorgänger Watt tat jedoch Laval die Arbeit nicht blos halb, sondern ganz und ermöglichte, nachdem er die Bedeutung der vollständigen Expansion des Dampfes für die Höhe des thermischen Wirkungsgrades der Dampfturbine erkannt hatte, durch die besondene Form seiner Dampfdüse eine möglichst vollständige Dampfexpansion bis zum Austritt aus der Düse. Hierdurch erzielte er für den ausströmenden und auf die Schaufeln des Laufrades stossenden Dampfstrahl das Maximum an lebendiger Kraft (siehe Fig. 3). Damit waren die beiden für



Fig. 4.

die neueren Dampfturbinen wichtigsten und stets massgebend bleibenden Grundbedingungen, dauernd vollkommene Lagerung des Turbinenrades und vollkommene Dampfexpansion, ein für allemal festgelegt. Es blieb nunmehr nur noch übrig, diese Grundlagen weiter zu entwickeln und den praktischen Anforderungen und Bedürfnissen des allgemeinen Maschinenbaues durch besondere konstruktive Ausgestaltung anzupassen.

Nachdem einmal hierdurch die Hauptschwierigkeit des Dampfturbinenproblems gelöst und die einzuschlagende Richtung angegeben war, wurde von vielen Erfindern während der letzten Jahre des neunzehnten Jahrhunderts neben Laval insbesondere von Parson, welcher durch Einführung der vielstufigen Expansionsturbine (Fig. 4) sowohl in thermodynamischer als auch in

mechanischer Hinsicht durch Vermeidung eines bei der Lavalturbine nicht zu entbehrenden Vorgeleges einen erheblichen und wesentlichen Fortschritt erzielte, und von den oben erwähnten Konstrukteuren die Dampfturbine in mechanischer, konstruktiver und thermodynamischer Hinsicht soweit vervollkommnet, dass die

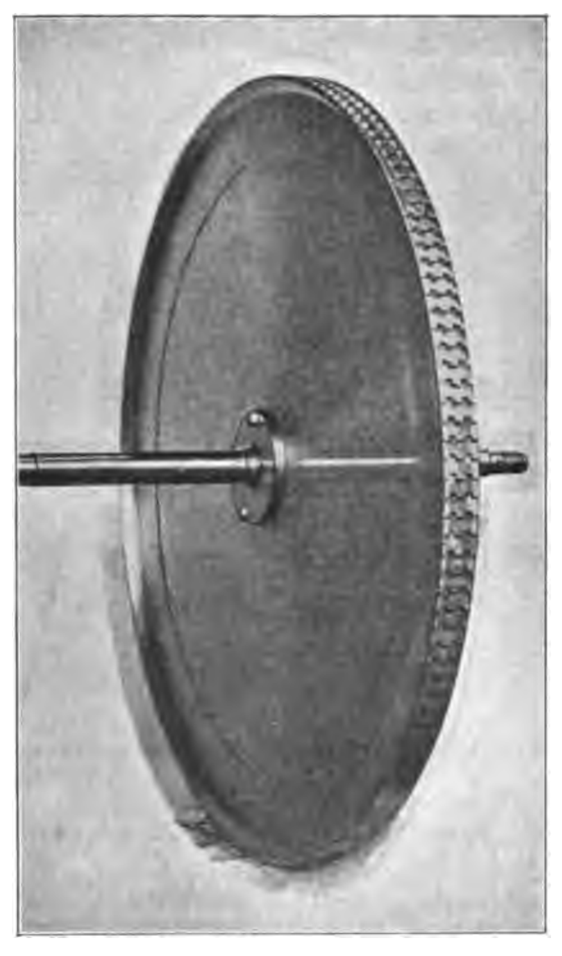


Fig 5.

Leistungsfähigkeit derselben stetig stieg, bald derjenigen der besten doppeltwirkenden Expansionsdampfmaschine gleichkam und schliesslich sogar überlegen wurde. Auch die Schwierigkeiten, welche die übrigens immer noch sehr hohe Tourenzahl der Turbinen der Einführung in den praktisch wichtigsten Betrieb für Dynamomaschinen und Schiffe entgegenstanden, wurden schliesslich ganz überwunden.

In dieser Hinsicht kann die Riedler-Stumpf-Turbine, welche eine Ausgestaltung der Lavalturbine für den dieser bisher noch verschlossenen Grossbetrieb darstellt, allen anderen gleichzeitigen Turbinensystemen gegenüber als vorbildlich und typisch gelten, zumal da sie einen wesentlichen Foıtschritt über Laval hinaus durch Schaffung einstufiger Turbinenräder von Durchmessern bis über 2 m für Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 300 m in der Sekunde bietet (siehe Fig. 5).

Vergleicht man die in den Fig. 1—5 abgebildeten Turbinenkonstruktionen mit einander, so überschaut man mit einem Blick die Hauptentwicklungsstufen im Dampfturbinenbau, an die sich alle neueren Typen anschliessen und anlehnen.

Infolge ihrer hochbedeutenden Erfolge ist heute bereits die Dampfturbine gerade mit Rücksicht auf die ausserordentliche Einfachheit der Konstruktion der Kolbendampfmaschine mit ihren hin- und herbewegten Massen, zumal sie diese durch den geringen Raumbedarf infolge geringerer Abmessungen weit übertrifft, technisch überlegen und ihr ein sehr gefährlicher Mitbewerber auf dem Gebiete des Maschinenbaues geworden. Hinzu kommt noch, dass der moderne Maschinenbau an und für sich infolge der von den Dynamomaschinen gestellten Anforderungen dem Schnellbetriebe und hohen Tourenzahlen und Geschwindigkeiten, also den Grundeigenschaften der Turbinen, ausserordentlich entgegenkommt und zuneigt, während die Dampfmaschine nur in kleinen Maschinentypen den Anforderungen des Elektrotechnikers allenfalls genügen kann, bei grösseren Maschinen aber hinter diesen Anforderungen zurückbleibt und den Elektrotechniker in der Berechnung und Konstruktion der Dynamomaschinen beengt und beschränkt.

Einteilung der Turbinen.

Die Dampfmotoren mit drehender Bewegung können in zwei grosse Gruppen eingeteilt werden, nämlich erstens in sogenannte Rotations-Kolbendampfmaschinen und zweitens in kolbenlose, den Wasserturbinen oder Wasserrädern entsprechende Maschinen.

Hier handelt es sich nur um die zuletzt genannten Maschinen, welche gewöhnlich ohne Unterschied, allerdings mit Unrecht, allgemein entweder als Reaktions- oder Turbinenmaschinen bezeichnet werden. Dieselben können selbst wieder in verschiedene

Unterklassen zerlegt werden, wobei man entweder die mechanische Arbeitsweise oder das thermische Arbeitsverfahren der einzelnen Maschinen als Richtschnur benutzen kann. Da jedoch die thermischen Arbeitsverfahren bei den Dampfturbinen, wenn man von der vielstufigen Turbine Parsons absieht, bis heute wenig entwickelt sind und bei allen bisherigen Turbinenkonstruktionen das Hauptgewicht auf die mechanische Ausführung gelegt worden ist, so empfiehlt es sich gerade bei der geschichtlichen Behandlung der bisherigen Dampfturbinen als Prinzip für die Klasseneinteilung die mechanische Arbeitsweise zu grunde zu legen.

Mit Rücksicht hierauf kann man 4 Hauptgruppen unterscheiden:
1. Reaktionsräder,
2. Dampfturbinen,
3. Dampfräder,
4. Verschiedene Systeme.

Die erste Gruppe, für welche die Aeolipile Heros vorbildlich ist, umfasst die Reaktionsräder mit einfacher Reaktion und diejenigen, bei welchen die Reaktion mit Expansion und Kondensation vereinigt ist, und endlich diejenigen Systeme, bei welchen in einzelnen Fällen auch Flüssigkeiten zur Verminderung der Strömungsgeschwindigkeit infolge der grösseren bewegten Masse dem Dampfstrahle beigemischt werden.

Die zweite Gruppe, welche man als Dampfturbinen im eigentlichen Sinne bezeichnen kann, lässt sich in zwei grosse Klassen einteilen, nämlich erstens in Reaktionsturbinen, in welchen der Druck zusammen mit der lebendigen Kraft des Dampfes wirkt, und zweitens in Aktionsturbinen, in welchen die mechanische Arbeit allein durch die lebendige Kraft des elastischen Mittels erzeugt wird. Diese Turbinen können im allgemeinen in gleicher Weise nach der Strömungsrichtung des arbeitenden Mittels zur Umdrehungswelle in Radialturbinen mit nach dem Umfang oder nach dem Mittelpunkt des Laufrades strömendem Dampf und in Aktialturbinen, bei welchen der Dampf parallel zur Umdrehungswelle fliesst, eingeteilt werden. Ferner können diese Turbinen, je nach der vertikalen oder wagerechten Lage ihrer Umdrehungswelle, unterschieden werden.

Die dritte Gruppe, welche aus dem Dampfrade von Giovanni Branca hervorgegangen ist und Dampfräder mit vertikaler oder wagerechter Welle umfasst, ist besonders dadurch gekennzeichnet, dass der Dampf stets in derselben Richtung

strömt und seine Bewegungsrichtung im Laufrade wie bei den Wasserturbinen nicht umkehrt.

Die letzte Gruppe umfasst verschiedene Maschinen, wie z. B. Schrauben-, Spiral-Turbinen u. dergl.

Die vorstehende Einteilung, welche Sosnowsky am Schlusse seines Werkes „Roues et turbines à vapeur“ gegeben hat, soll für den geschichtlichen Teil dieses Buches beibehalten werden, wobei in den einzelnen Klassen nach Möglichkeit die geschichtliche Reihenfolge bei der Darstellung befolgt werden soll.

Im Anschluss daran würden dann im zweiten Abschnitt kurz die wichtigsten Maschinenelemente und Konstruktionsteile, wie Wellen, Lager, Regler, Schmier- und Abdichtungsvorrichtungen, Umsteuerungsvorrichtungen, Düsen usw., ferner die im Betriebe bewährten modernen Turbinentypen ausführlich zu beschreiben und schliesslich auch die verschiedenen thermodynamischen Arbeitsverfahren mit einander zu vergleichen sein.

Naturgemäss schliessen sich hieran dann die Versuchsergebnisse im dritten und die Theorie der Dampfturbinen im vierten Teile an.

II. KAPITEL.

Reaktionsräder ohne Expansion.

1. Reaktionsrad von Hero. 120 v. Chr.

Wie die Dampfmaschine durch die gemeinsame Arbeit mehrerer Jahrhunderte und zahlreicher Erfinder und Maschinenbauer ganz allmälig bis zur Grenze ihrer Leistungsfähigkeit in den modernen Grossdampfmaschinen sich entwickelt hat, so hat auch die jüngere Schwester derselben, die Dampfturbine, sich aus einer Anzahl von Elementen im Laufe der Jahrhunderte gestaltet, dem allmäligen Anschwellen eines Baches vergleichbar, der bald, durch zahlreiche Nebenflüsse gespeist, als mächtiger Strom Städte und Länder durcheilt, entfernte Nationen verbindet und überall, wohin er kommt, die Gabe des Reichtums spendet. Verfolgen wir ihn rückwärts bis zu der halbverborgenen Quelle, so wird es uns anfangs schwer, alle die hülfreichen Gewässer im Auge zu behalten; auch entschliessen wir uns nur ungern, das Gefühl der Bewunderung zu verteilen, mit dem uns der Anblick der imposanten Wassermasse erfüllte. Je näher wir indessen dem

unscheinbaren Ursprung derselben kommen, desto mehr fesselt uns die Bedeutung der einzelnen Wasserstrecken und in gleicher Weise lernen wir die Tragweite jeder einzelnen Vervollkommnung ermessen und verstehen. Zu unserem Erstaunen entdecken wir, dass der Abstand zwischen den ersten Erfindern und den heutigen Turbinenbauern in prinzipieller Hinsicht gar nicht so gross ist, als man nach der Grösse des Zeitraums, der sie von einander trennt, meinen sollte.

Dies ist jedoch bei der Dampfturbine leicht erklärlich; denn als Maschine einfachster Form hat sie nur einen einzigen beweglichen Teil, so dass der ursprüngliche Erfindungsgedanke auch in den Grundzügen zugleich den Grundtypus aller künftigen Typen aufweisen muss.

Während die ersten Anfänge der Dampfmaschine nur bis in das 16. und 17. Jahrhundert zurückreichen, führt uns die Erfindung der Dampfturbine in die für Wissenschaft und Civilisation hochbedeutenden Zeiten des zweiten Jahrhunderts vor unserer Zeitrechnung zurück, wo in Alexandria, dem damaligen Sitz des Welthandels und der Wissenschaft im alten Kulturlande Aegypten, Hero der Aeltere, der Nachfolger des Archimedes, in seinen mechanischen Schriften das gesamte technische Wissen und Können des griechischen Altertums um 120 v. Chr. zusammenfasste.

Unter den verschiedenen von ihm in seiner Pneumatik beschriebenen Apparaten, in welchen die Spannkraft des Wasserdampfes für kleine mechanische Arbeitsleistungen benutzt wird, verdient hier das durch Dampf umgetriebene Reaktionsrad des alexandrinischen Gelehrten, das in Fig. 6 nach dem bekannten Werke von John Stuart „History of the Steam Engine (London 1824) abgebildet ist und den Mechanismus eines rotierenden Dampfmotors in seiner einfachsten ursprünglichen Gestalt wiedergibt, besondere Aufmerksamkeit und Würdigung.

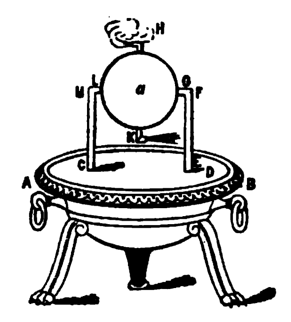


Fig. 6.

Der Kessel *AB* ist mit Wasser gefüllt und mittels Deckels dampfdicht verschlossen. Oberhalb des Kessels wird eine Kugel *a* von den beiden in den Deckel eingesetzten Röhren *CM* und *EF* getragen, von denen die erstere *CM* in einen horizontal umgebogenen Zapfen *L* ausläuft, die andere *EF* dagegen bei G direkt

in die Kugel *a* mündet und den Dampfeintritt in dieselbe aus Kessel *AB* ermöglicht. Von diametral gegenüberliegenden Punkten der Kugel *a* münden kurze entgegengesetzt umgebogene an ihren Enden offene Röhrchen *H* und *K* in die Atmosphäre. Wird nun ein Feuer unter dem Kessel angezündet, so strömt der erzeugte Dampf durch das Rohr *EFG* in die Kugel *a* und hierauf aus den Rohren *H*, *K* in entgegengesetzter Richtung ins Freie. Hierdurch versetzt der strömende Dampf genau in derselben Weise wie bei dem bekannten Segnerschen Wasser-Reaktionsrade durch den entstehenden Rückdruck die Kugel in Drehung.

Die im ersten Kapitel auf S. 6 durch Fig. 1 dargestellte Skizze eines solchen Dampf-Reaktionsrades bezw. Aeolipile unterscheidet sich von der in Fig. 6 abgebildeten nur durch die künstlerische Ausführung. Diese Aeolipile besteht aus einer Kugel *X* die sich zwischen zwei vertikalen hohlen Säulen *SO* drehen kann, durch deren eine der Dampf aus dem darunter befindlichen Kessel *P* tritt. Die hohlen gekrümmten Mundstücke *W* und *Z* geben dem Dampf eine solche Richtung, dass der Rückstoss desselben die Kugel in Rotation versetzt.

Da die übrigen von Hero beschriebenen, durch Dampf angetriebenen Vorrichtungen für mechanische Zwecke nachweislich benutzt worden sind, so ist dies auch für die Aeolipile anzunehmen, obwohl dies aus den spärlichen Berichten über dieselbe nicht direkt hervorgeht oder sich beweisen lässt.

Das wesentliche des Heroschen Rades kann nach den vorhandenen Berichten daher nur in der direkten Erzeugung einer drehenden Bewegung mittels des Reaktionsdruckes ausströmenden Dampfes und in der Wahl einer horizontalen Drehachse liegen, welche zwischen den beiden Lagern das kugelförmig gestaltete Laufrad trägt. Prinzipiell wichtig ist auch die bei allen späteren Dampfreaktionsrädern wiederkehrende zentrale Dampfzuführung durch die hohle Drehachse. Damit sind aber die beiden wichtigsten Momente der verschiedenen Dampfturbinentypen bis in die Neuzeit hinein festgelegt, direkte Erzeugung von Drehbewegung mittels des Rückstosses ausströmenden Dampfes und Anwendung einer wagerechten Drehachse, welche zugleich als zentrale Dampfzuleitung dient. Es fehlt jedoch oder ist wenigstens durch direkte Ueberlieferung nicht verbürgt, ob erstlich überhaupt die Verwendung des gefundenen Mechanismus zur Erzeugung mechanischer Nutzleistung mit Hilfe der Dampfkraft, zweitens aber auch die Herabminderung der Umdrehungszahl durch ein als

Vorgelege dienendes Räderwerk oder durch Riemenübersetzung, wie bei den ersten Lavalturbinen, den Alten bekannt gewesen ist.

Dieser Fortschritt wurde nachweislich erst im Beginn der Neuzeit zur Zeit der Renaissance gemacht, als in Italien Kunst und Wissenschaft nicht minder wie die mechanischen Künste zu hoher Blüte gelangten, während das ganze Mittelalter, dessen Kultur ganz anderen Zielen zustrebte, auf diesem Gebiete den Errungenschaften des Altertums nichts Neues hinzugefügt und nur die vorgefundenen Keime bewahrt und auf die Neuzeit übermittelt hat. „Die Aeolipilen dienten“, sagt hierüber treffend Matschoss in seiner „Geschichte der Dampfmaschinen“, „nach wie vor zur Erzeugung eines gewaltig wehenden Hauches. An ihrem stundenlangen Blasen ergötzten sich die Gelehrten und suchten aus diesen Beobachtungen „Kenntnis und Urteil über die grossen, unermesslichen Naturgesetze“ zu erlangen. Sie hielten den Dampf für Luft, die durch Feuer und Wasser erzeugt wird, „denn das Feuer löst alles Dichte auf und wandelt es um.“ Mit dieser Anschauung gab man sich zufrieden. In der Philosophie weiter ausgebildet, wurde sie zur starren Denkgewohnheit und machte weitere Fortschritte unmöglich.

Die Geschichtsschreiber der damaligen Zeit schenkten etwaigen neuen Erscheinungen auf dem Gebiete der Mechanik wenig oder gar keine Aufmerksamkeit. Nur kurz aufzählend sind daher die Berichte aus dem Mittelalter.“

Es mag hier darauf hingewiesen werden, dass der italienische Mathematiker Kardanus, welcher durch die unberechtigte Veröffentlichung der von Scipio Ferreo (1505) herrührenden Lösung der Gleichung dritten Grades — durch die sogenannte cardanische Formel — in der mathematischen Wissenschaft allseitig bekannt geworden ist, noch um 1550 die Aeolipile als seine eigene Erfindung zu beschreiben wagen konnte; so wenig wusste man damals noch in weiten Gelehrtenkreisen von den Leistungen der Alten auf technischen Gebieten.

Sieht man von den im Anfang des vierten Kapitels beschriebenen, das Prinzip der Aktionsturbinen benutzenden Maschinen von Taccola und Branca ab, so sind hiermit die Leistungen des klassischen Altertums und des Mittelalters auf dem Gebiete der Dampfturbinen erschöpft. Wenn man auch zugestehen muss, dass durch diese alten Konstruktionen trotz ihrer Einfachheit die Grundlagen und die wichtigsten Elemente der Dampfturbinen in mechanischer Hinsicht gegeben waren, so kann

doch nicht bestritten werden, dass zur Ausgestaltung dieser Mechanismen zu brauchbaren Antriebsmaschinen für die Technik und Industrie noch viel fehlte, dass in Wahrheit alle jene Apparate im Kindheitsstadium verharrten und nur physikalische Apparate und technische Kuriositäten ohne wirtschaftliche Bedeutung blieben."

2. Reaktionsrad von Peel. 1823.

Beinahe zwei Jahrtausende vergingen, ehe die Maschinenbauer auf die uralte Idee des einstufigen Reaktionsrades zurückkamen und die Umgestaltung desselben mit besseren Materialien und technischen Hilfsmitteln wieder aufnahmen. Im Jahre 1787 baute Kempel, wie in der Geschichte der Dampfmaschine von Stuart berichtet wird, die Hero'sche Aeolipile nach und im Jahre 1823 konstruierte Thomas Peel aus Manchester ein Dampfreaktions-

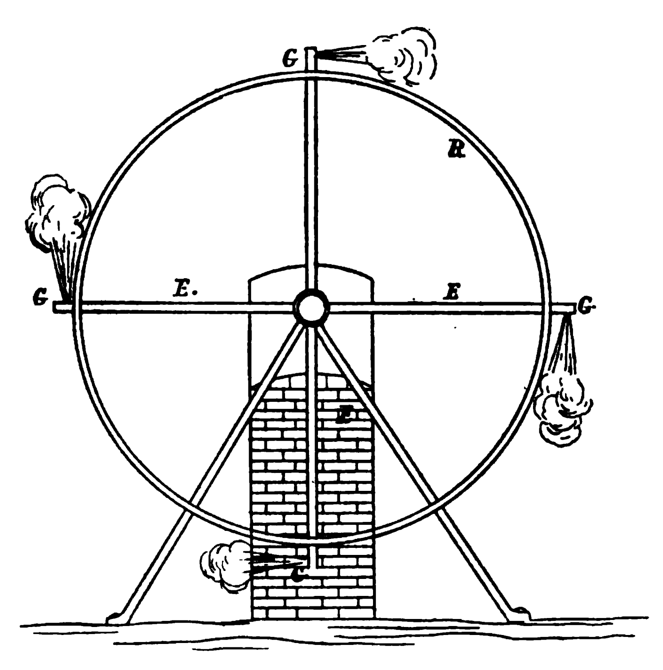


Fig. 7.

rad, das statt zwei, wie bei Hero, vier Ausströmungsöffnungen hatte. Die hohle, wagerecht auf dem Dampfzuleitungsrohr *C* bei *S* und noch bei *H* wagerecht gelagerte Welle *D* trägt vier durch einen Ring *R* fest miteinander verbundene Dampfröhren mit entgegengesetzt gerichteten Mündungen *G*. Die erzeugte Dreh-

bewegung wird mittels eines Zahnrades weiter übertragen. Die in Fig. 7 abgebildete Vorrichtung ist technisch nicht durchgearbeitet und dürfte schwerlich günstige Resultate geliefert haben, wenn sie überhaupt ausgeführt worden ist.

3. Reaktionsrad von Gindicelli. 1825.

Die in Fig. 8 abgebildete Vorrichtung von Gindicelli unterscheidet sich von der Peel'schen nur dadurch, dass die Dampfausströmungsöffnungen *a b* durch Klapphebel *k l m* und schiefe Ebenen *a p* selbsttätig zeitweise geschlossen und geöffnet werden, wie aus der Zeichnung leicht zu ersehen ist. Dass ein derartiger Apparat bei der grossen Umdrehungsgeschwindigkeit des Dampfrades praktisch gänzlich unbrauchbar ist, braucht wohl nicht besonders begründet zu werden.

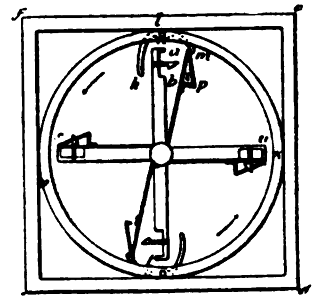


Fig. 8.

4. Reaktionsrad von Fénéon. 1828.

Fénéon geht von dem bisher noch nicht ausgesprochenen richtigen Grundgedanken aus: „Wenn man in ein Rohr von bestimmter Grundfläche und Länge ein gewisses Dampfvolumen eintreten lässt, so drückt der Dampf auf die Grundfläche des Rohrs und erzeugt während der ganzen Ausströmungsdauer einen Reaktionsdruck; die Hälfte der bei der stetigen Volumvergrösserung entwickelten Kraft wird — sagt der Erfinder — noch auf die Bodenfläche des Rohres übertragen und sucht dasselbe zu bewegen.“ Der von Fénéon ausgesprochene Gedanke ist auch von neueren Konstrukteuren für praktisch brauchbar gehalten und mit den Hülfsmitteln der modernen Experimentierkunst nach jeder Richtung hin geprüft worden. Ueber diese Versuche kann ich hier leider nur soviel andeuten, dass die für die Reaktionsröhren erforderliche grosse Länge und die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes in diesen Röhren einen so erheblichen Reibungswiderstand bedingen, dass ein höherer Wirkungsgrad als wie bei den Laval- und Parsonsturbinen kaum zu erwarten steht. Jedenfalls hat sich ergeben, dass tatsächlich mit der Rohrlänge der Bodendruck des Dampfrohrs wächst (Kienast'sches Paradoxou).

Das Prinzip einer solchen in Fig. 9 schematisch veranschaulichten Maschine besteht somit darin, hochgespannten

Dampf in ein langes, an dem einen Ende offenes, an dem andern Ende geschlossenes Rohr zu leiten nnd ihn zunächst unmittelbar durch seine Spannung und dann auch durch seine Entspannung wirken zu lassen. Auf einem gusseisernen Schwungrad sind mehrere radiale Strahlrohre mit ihren Mundstücken angeordnet und münden in einen die Welle des Schwungrades umgebenden Hohlzylinder, welchem ein Zuleitungsrohr durch drehbare Stopfbuchse hindurch den Kesseldampf zuführt. Die Leistung

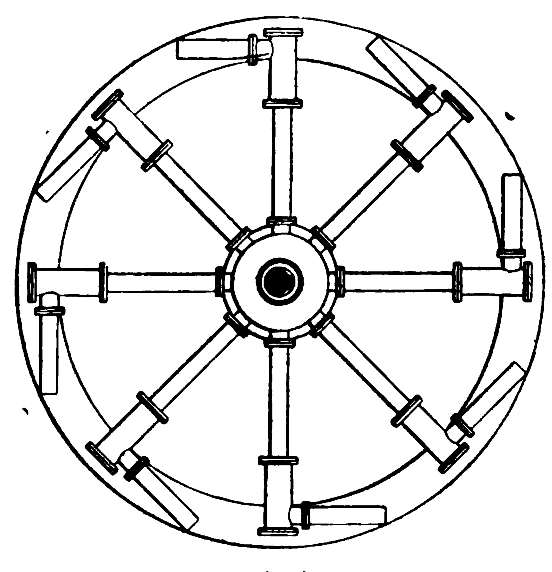


Fig. 9.

und Tourenzahl dieser Maschine kann man leicht dadurch regeln, dass man nur eine gewisse Anzahl von Strahlröhren arbeiten lässt oder die Zahl der arbeitenden Düsen vermehrt, während die Umsteuerung der Maschine durch Drehung der auf die Strahlröhren aufgeschraubten Mundstücke oder Düsen nach entgegengesetzter Richtung erfolgt. Fénéons Regelungsweise der Maschinenleistung durch Ein- oder Ausschalten einzelner Strahlröhren findet heute noch vielfach bei den einstufigen und mit wenigen Druckstufen arbeitenden Turbinen Anwendung, wie z. B. bei der Dampfturbine von Curtis.

5. Reaktionsrad von Stoddard. 1835.

Bemerkenswert ist nur, dass das ganze Reaktionsrad von einem mit Ausströmungsöffnung versehenen Gehäuse umschlossen

ist. Bei den heutigen Turbinen, welche mit Kondensation arbeiten, hat sich diese Umhüllung insofern als günstig erwiesen, als durch die Verminderung der Dampfdichte entsprechend dem erzielbaren Vakuum im Kondensator die Reibung des Turbinenrades merklich vermindert und demgemäss der Wirkungsgrad der Turbine erhöht wird.

6. Reaktionsrad von Poole und Pilorge. 1835.

Der Erfinder umgibt das um die Achse *a* sich drehende Rad mit einem Gehäuse, das aus zwei am äusseren Rande zusammengenieteten Blechplatten gebildet wird, um die Abkühlung des zweiarmigen Strahlrohrs und den Luftwiderstand zu vermindern. Die Kraftübertragung erfolgt mittels auf der Welle *a* sitzender Riemscheibe *f* (Fig. 10—14).

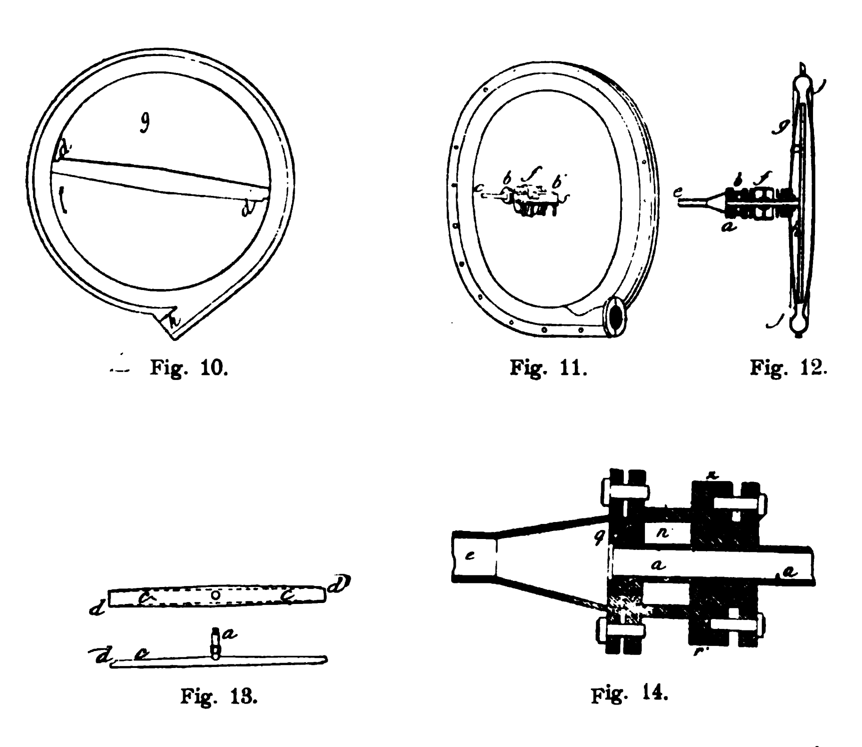


Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12.

Fig. 13. Fig. 14.

Die Gesamtlänge des Strahlrohrs beträgt 0,915 m, somit die Länge jedes Hebelarms desselben rund 46 cm, der Querschnitt jeder Ausströmungsöffnung ist gleich 4 mm², der Dampf, welcher eine Spannung von fünf Atmosphären hat, dreht das Strahlrohr und die mit demselben einen Körper bildende Achse in der

Minute 4000 mal und überträgt auf diese und die Riemenscheibe eine Kraft von zehn Pferdestärken.

Die Form des Gehäuses ist der Bedingung angepasst, dass der Widerstand der Hebelarme des Strahlrohrs möglichst gering wird und der ausströmende Dampfstrahl selbst nicht grossen Widerstand erfährt; aus diesen Gründen ist das Gehäuse in der Nähe der beiden Enden des Strahlrohrs bei *jj* eingeengt, sodass zwei von einander getrennte Kammern *h* und *j* entstehen. Durch die ringförmige, aussen umlaufende Kammer *j* strömt der Dampf hindurch und dann tangential aus, während in der inneren Kammer *h* durch die Schleuderwirkung der schnell rotierenden Hebelarme des Strahlrohrs die Saugwirkung des ausströmenden Dampfes ein Vakuum erzeugt wird. Die Lagerung und Abdichtung der Welle *a* veranschaulicht Fig. 14.

Um ein annäherndes Bild über die Leistungsfähigkeit der Poole-Pilorge-Maschine zu gewinnen, nehme ich an, dass der Dampf gerade trocken gesättigt ausströmt. In diesem Falle würden nach Zeuner durch den 8 mm^2 grossen Querschnitt beider Ausströmungsöffnungen in der Stunde rund 22 kg Dampf mit einer Geschwindigkeit von 443 m pro Sekunde strömen; der Dampfverbrauch hätte somit für die Pferdekraftstunde nur 2,2 kg betragen, was zweifellos zu günstig ist und heute noch von keiner Dampfturbine, geschweige denn von einer Dampfmaschine hat erreicht werden können.

Nun haben aber die Versuche mit Dampfturbinen ergeben, dass die Geschwindigkeiten des ausströmenden Dampfes etwa dreimal so gross, als nach den theoretischen Formeln und nach den Angaben Zeuners sind. Danach würde in dem vorliegenden Falle der stündliche Dampfverbrauch 66 kg, also für die Pferdekraftstunde 6,6 kg oder rund 7 kg betragen haben. Dieser Dampfverbrauch ist ungefähr gleich demjenigen der besten heutigen Dampfturbinen, so dass, da auch die Umfangsgeschwindigkeit des Rades von rund 210 m in der Sekunde sich den heute bei der Lavalturbine gebräuchlichen Umdrehungsgeschwindigkeiten von 300 m und darüber so ziemlich nähert, die Angabe der Leistungsfähigkeit der Maschine zu 10 Pferdestärken im Bereiche der Möglichkeit liegen würde, zumal da durch die Schaffung eines Vacuums in der inneren Gehäusekammer *h*, die Reibung und der Widerstand des Rades auf ein Mindestmass herabgedrückt werden können. Indessen dürften mit Rücksicht auf den damaligen Stand des Dampfturbinenbaues und unter Bezugnahme auf den

Umstand, dass bei derartig geringen Krafteinheiten selbst die modernen mit allen Hilfsmitteln der Werkzeugtechnik hergestellten Turbinen dreifach höhere Dampfverbrauchszahlen aufweisen, die Erfinder die Leistung ihrer Maschinen erheblich überschätzt haben. Immerhin dürfte der Grundgedanke, durch die Rotation und den strömenden Dampf um den grössten Teil des Turbinenrades ein Vacuum zu ergänzen, weiterer Erprobung und Anwendung wert sein.

7. Reaktionsrad von Burstall. 1838.

Da der Erfinder das in Fig. 15 und 16 abgebildete Reaktionsrad als Antriebsmaschine für Lokomotiven benutzen wollte, so

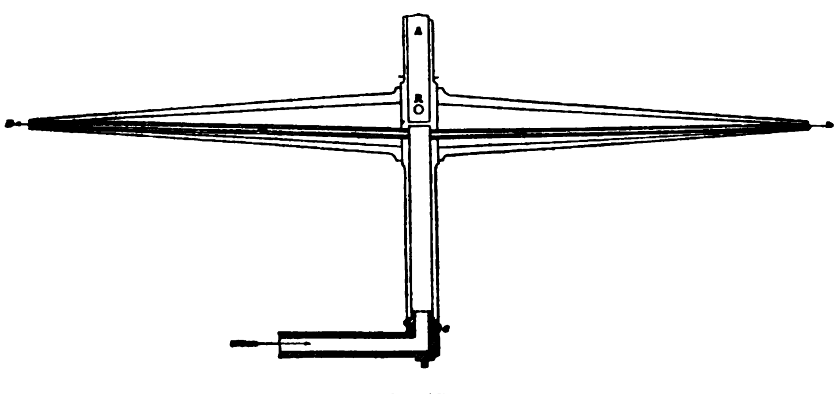


Fig. 15.

musste er dasselbe umsteuerbar machen. Diesen Zweck erreichte er dadurch, dass er zwei Strahlrohre benutzte, deren jedes seine besondere Dampfzuleitung erhielt. Wie Fig. 16 zeigt, erzeugen die Düsen des Rohrs *A* Drehung im Sinne des Uhrzeigers in Richtung des Pfeiles *M* und die Düsen des Rohres *B* eine entgegengesetzte Drehung in Richtung des Pfeiles *L*.

Es leuchtet ein, dass durch diese Kombination zweier Reaktionsräder die Umsteuerung ebenso leicht und sicher wie bei der Kolbendampfmaschine erreicht werden kann. Ein Nachteil dieser Umsteuerungsart besteht in der durch Vergrösserung der Oberfläche vermehrten Reibung und der dadurch bedingten Herabminderung des Wirkungsgrades. Indessen findet dieselbe heute noch bei Dampfturbinen Anwendung, welche zum Antrieb von Torpedobooten und Schiffen dienen.

Besonders erwähnt zu werden verdient, dass die von Burstall geplante Benutzung der Dampfturbinen zum Antrieb von Lokomotiven demnächst von Riedler und Stumpf in der Praxis verwirklicht werden soll. Bei Burstall dienen zum Antrieb zwei Reaktionsräder *B* der in Fig. 16 abgebildeten Art, auf deren Wellen Riemenscheiben sitzen und welche mittels Riemen und Zahnräder die Lokomotivräder drehen. Wenn auch eine der-

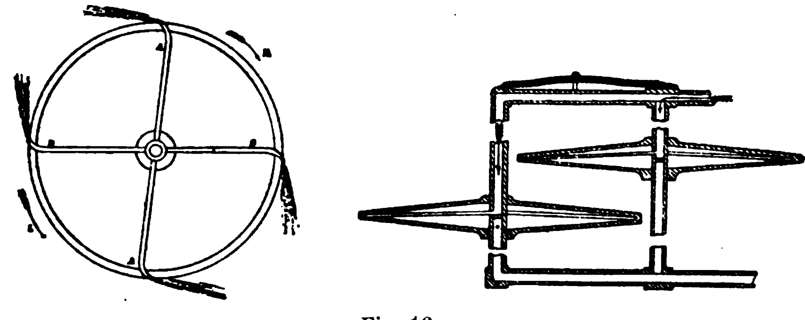


Fig. 16.

artige Kraftübertragung bei den leichteren Motorwagen vielfach praktisch sich bewährt hat, so dürfte dieselbe jedoch bei den grossen Kräften und zu bewegenden Massen im Eisenbahnverkehr zu verwickelt und unsicher sein, als dass sie auf Einführung im Gross- und Dauerbetrieb rechnen könnte. Hierzu wird sich nur eine Dampturbine eignen, welche des Vorgeleges sowie der Riemenübertragung entraten und direkt auf die Achse der Lokomotivräder gesetzt werden und dieselben ohne Zwischenschaltung mechanischer Uebersetzung drehen kann.

8. Reaktionsrad von Staitte. 1842.

Dasselbe unterscheidet sich von der oben beschriebenen Konstruktion von Poole und Pilorge nur dadurch, dass der Dampf nicht in Richtung des tangentialen Ausströmungskanals des Gehäuses, sondern gerade in entgegengesetzter Richtung in das Innere strömt.

9. Reaktionsrad von Landormy. 1845.

Das in Fig. 17 und 18 veranschaulichte Rad besitzt mehrere gekrümmte Strahlröhren *hh*, welche mittels zweier Ringe *BB* an zwei Scheiben *aa*, *aa* befestigt sind und in bestimmtem Abstande von einander gehalten werden, und ist vollständig von einem

Gehäuse umschlossen, das auf der Welle ruht, von dieser aber bei ihrer Drehung nicht mitgenommen wird. Das Gehäuse ist durch eine senkrechte, an dem zylindrischen Mantel des Gehäuses befestigte, bis zum Ring *ee* reichende Scheidewand *PP* in zwei Kammern geteilt, deren jede eine Ausströmungsöffnung *FF* für den Dampf hat. Diejenige Oeffnung *F*, aus welcher kein Dampf austreten soll, wird mittels Drosselklappe geschlossen, welche das Ueberströmen des Dampfes aus der einen in die andere Kammer verhindert.

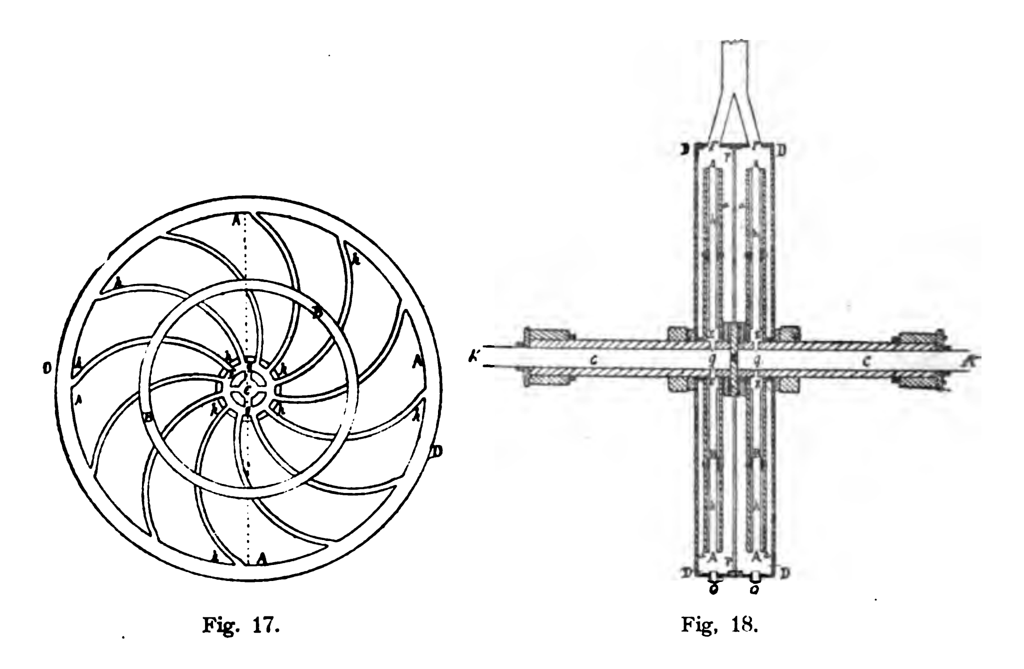


Fig. 17. Fig. 18.

Die Schrauben *Q* verschliessen die Abflussröhrchen für das am Boden des Gehäuses sich ansammelnde Kondenswasser, das durch Lösen der Schrauben nach Bedarf abgelassen werden kann.

Die in der Mitte durchgeschnittenene Welle *cc* wird mit den beiden Enden in den Ring *ee* geschoben; hierauf vereinigt man dieselben durch Verschrauben fest mit einander. Der Lagerring *e* und die hohle Welle *cc* haben einander entsprechende Durchbohrungen *ee* bezw. *gg* in der Nähe der Stosstelle der beiden sich berührenden Wellenenden, so dass die beiden Teile der hohlen Welle *cc* mit den entsprechenden ringförmigen Hohlräumen *EE* in Verbindung stehen, welche seitlich von den Scheiben *aa* und durch starke mit Löchern für die Strahlrohre *hh* versehene

Blechringe gebildet werden. Der in die ringförmigen Kammern *EE* eingetretene Dampf kann daher nur durch die Strahlrohre *hh* ausströmen und dreht somit, wenn er durch die Oeffnung *F* ins Freie oder in den Kondensator strömt, durch den erzeugten Rückdruck die Welle *cc*. Da die Strahlrohre in den Kammern zu beiden Seiten der Scheidewand *P* entgegengesetzt gekrümmt sind, so kann man, je nach dem man die eine oder die andere Oeffnung *FF* mittels der Drosselklappe öffnet oder schliesst, die Welle *cc* in dem einen oder in dem entgegengesetzten Sinne sich drehen lassen. Ausserdem kann man durch gleichzeitiges Oeffnen beider Ausströmungsöffnungen zu gleicher Zeit die Kraft vermindern und auch eine Bremswirkung ausüben.

Prinzip und Zweck des Reaktionsrades Landormy's stimmt mit demjenigen von Burstall überein.

10. Reaktionsrad von A. Slate. 1852.

Die Konstruktion dieses in ein Gehäuse eingeschlossenen Rades ist genau dieselbe, wie diejenige des in Fig. 16 abgebildeten Burstallschen Reaktionsrades.

11. Reaktionsrad von Tetley. 1854.

Bei diesem Reaktionsrade wird im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Konstruktionen, denen es sonst vollkommen gleicht, der Betriebsdampf durch die hohle Welle *f* hindurch von den beiden entgegengesetzten Seiten *a d f* und *a m f* des Rades dem Strahlrohr zugeführt, um den Achsialdruck aufzuheben. Aus Fig. 19 und 20, in welchen die Dampfströmung durch die eingezeichneten Pfeile angedeutet wird, ist dies deutlich erkennbar.

Da es gerade bei dem Turbinenbau, wie im ersten Kapitel besonders betont worden ist, lediglich auf die konstruktive Ausgestaltung und auf die möglichst vollständige Vermeidung von Reibungswiderständen und Druckwirkungen des drehenden Turbinenrades ankommt, so ist der von Tetley zuerst unternommene Versuch, den Achsialdruck durch Beaufschlagung des Rades von entgegengesetzten Seiten aufzuheben, als ein bemerkenswerter Fortschritt gegenüber den Leistungen seiner Vorgänger anzuerkennen. Wenn auch bei den Reaktionsrädern, denen der Betriebsdampf durch die hohle Welle im Mittelpunkt des Laufrades zugeführt und demgemäss der achsiale Schub direkt auf das Wellenlager übertragen wird, seitliche Druckkomponenten nicht entstehen können und daher die Aufhebung des Achsial-

druckes nicht von so erheblicher Bedeutung ist, so ist dagegen bei den neuesten Aktionsturbinen mit fliegenden Rädern grossen Durchmessers nach Riedler-Stumpf die Wirkung der einseitigen achsialen Beaufschlagung wegen der beträchtlichen Entfernung des Stosses von der Welle und der dadurch bedingten seitlichen Druckkomponenten weit gefährlicher; denn die Geschwindigkeiten am Radumfang sind ganz bedeutende, und können deshalb einseitige Stösse des auf den Laufkranz strömenden Dampfstrahls leicht schädlich wirkende Massenschwingungen des Rades veranlassen, so

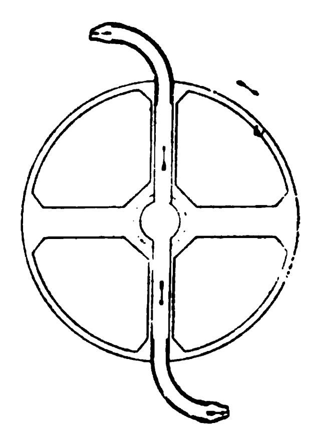


Fig. 19.

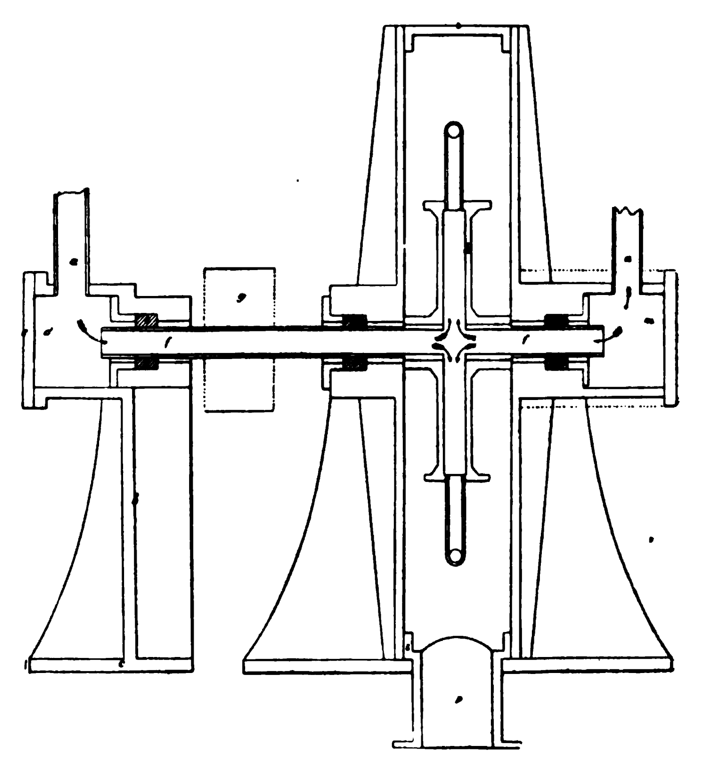


Fig. 20.

dass für einen sicheren Betrieb möglichst vollkommene Ausgleichung des achsialen Druckes unbedingt erforderlich wird. In der Tat wird der achsiale Druck bei dem in Fig. 5 abgebildeten Rade der Riedler-Stumpf-Turbine durch die Stirnbeaufschlagung vermieden, während bei der neuesten Turbine mit gegenläufigen Laufrädern, welche achsial beaufschlagt werden, der Achsialdruck ähnlich wie bei Tetley durch doppelseitige Beaufschlagung bewirkt werden soll, wie weiter unten näher dargelegt werden wird. Vorstehende Hinweise sollen nur dazu dienen, um die Bedeutung des Tetley'schen Grundgedankens ins rechte Licht zu setzen und zu zeigen, dass die Dampfturbine durch die emsige und stetige Geistesarbeit Vieler sich in allmäliger Stufenfolge zu ihrer heutigen Höhe entwickelt hat.

12. Reaktionsrad von Brydges. 1878.

Die Strahlrohre dieses in Fig. 21 abgebildeten Reaktionsrades sind an den Mündungen durch Klappen (*c*) verschlossen,

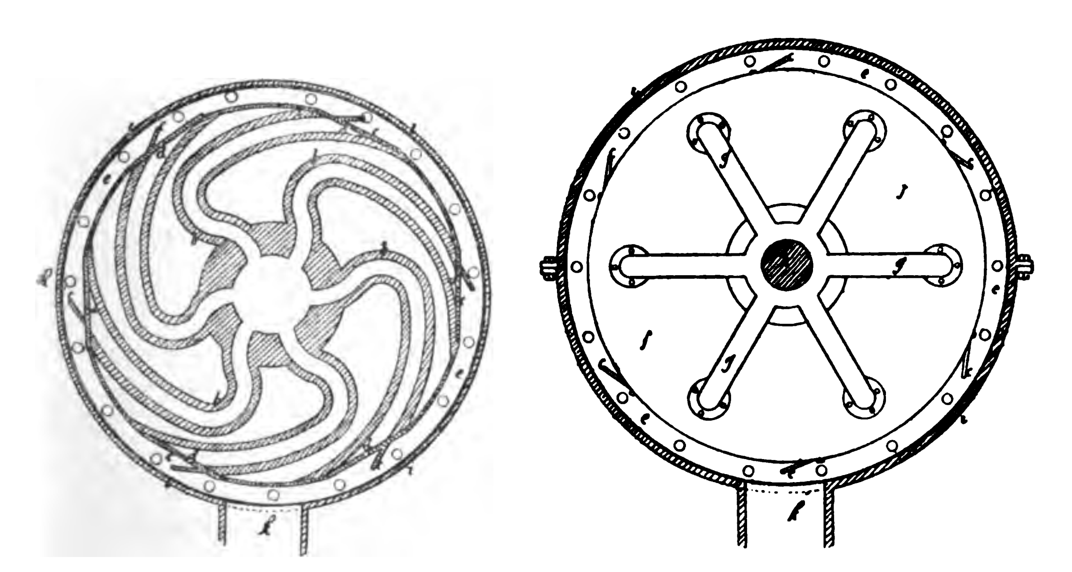


Fig. 21.

welche kleine, gegen schräge Schaufeln *e* gerichtete Löcher *d* besitzen, damit gleichzeitig der Stückdruck und der Stoss des Dampfstrahls zur Drehung des Rades ausgenutzt wird.

13. Reaktionsrad von Laval. 1883.

Bei diesem für technische Zwecke wirklich nutzbar gemachten Reaktionsrade, das von einem Gehäuse umschlossen ist, sind die beiden, Halbkreise bildenden Arme *a b* des bezw. der Strahlrohre

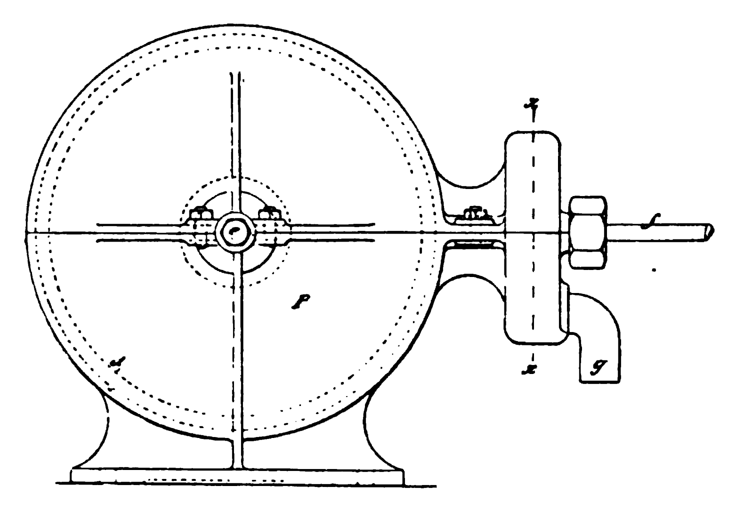


Fig. 22.

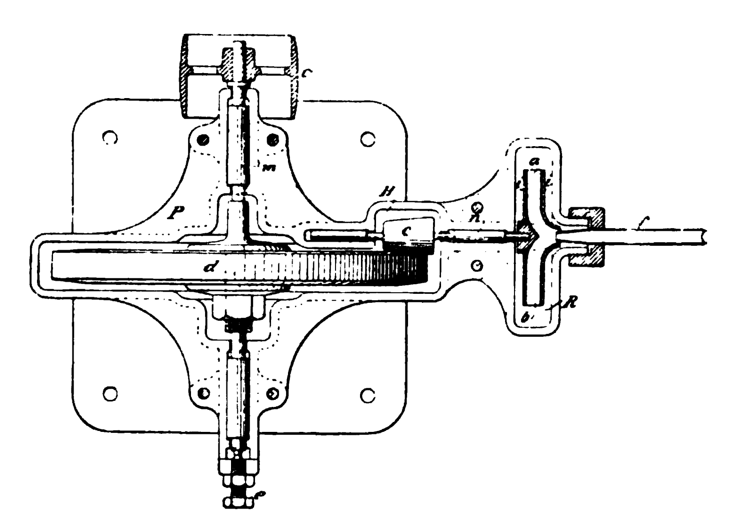


Fig. 23.

zwischen zwei festen Scheiben *z z* befestigt. Fig. 22 zeigt eine äussere Längenansicht, Fig. 23 einen senkrechten und Fig. 24 einen wagerechten Schnitt der Maschine.

Wie aus Fig. 22 u. 23 zu ersehen ist, tritt der Betriebsdampf durch ein vorn konisch sich verjüngendes Zuleitungsrohr zentral in das Strahlrohr ein und entweicht, nachdem er durch die Arme *a*, *b* des Strahlrohrs, das letztere durch seinen Rückdruck drehend, hindurchgegangen ist, aus dem Gehäuse *R* durch Auspuffrohr *g*.

Auf die Radwelle *n* ist ein Reibungskegel *c* aufgekeilt, welcher die vom Reaktionsrade erzeugte Kraft mittels Reibungsrades *d* auf die mit einer Riemenscheibe versehene Antriebswelle *m* überträgt.

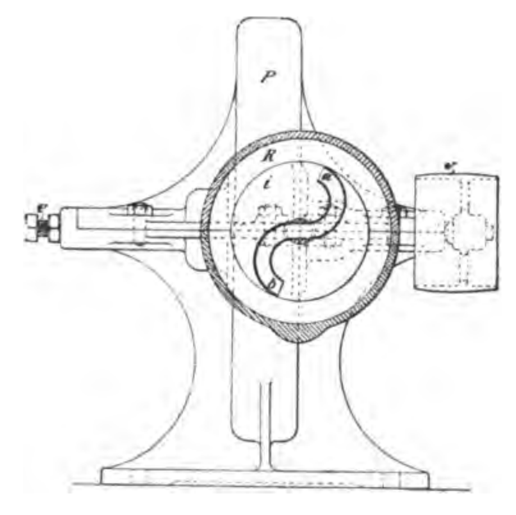


Fig. 24.

Dies Reaktionsrad hat vor allen bisher und vor den hier noch zu besprechenden neueren Konstruktionen den grossen Vorzug, dass es wirklich technisch zum Betriebe von schnell laufenden Maschinen und Mechanismen, wie Separatoren, Schleuderapparaten u. dergl. benutzt worden ist und sich praktisch bewährt hat. Es unterscheidet sich von den älteren Konstruktionen dadurch, dass der Dampf, welcher nicht durch die hohle Radwelle, sondern durch eine zentral in das Strahlrohr einmündende und zugleich als zweites Lager für das Strahlrohr dienende Düse *f* zugeführt wird, durch seinen Stoss auf die in axialer Richtung verschiebbare Welle zum Anpressen des Reibungskegels *c* gegen das die Kraftübertragung vermittelnde Reibungsrad *d* dient. Dies

bietet den wichtigen technischen Vorteil, dass, ganz abgesehen von der grösseren Beweglichkeit der Welle selbst, die Kraftübertragung stets dem Dampfverbrauch entsprechend erfolgt, da bei grösserer Dampfzufuhr auch die Pressung des Reibungskegels gegen das Reibungsrad zunimmt.

Die Umdrehungszahl der Wellen des Reaktionsrades war bei diesem Rade eine sehr grosse, wie auch aus den kleinen Abmessungen des Strahlrohrs und der hohen Uebersetzung durch den kleinen Reibungskegel zum grossen Reibungsrade ohne weiteres zu erkennen ist. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades war daher ebenfalls sehr gross, so dass nach den bekannten Gesetzen des Stosses auch der mechanische Wirkungsgrad der Maschine ein verhältnismässig günstiger werden musste. Dieser erste praktische Erfolg hat daher auch Laval angespornt, das angefangene Problem weiter zu verfolgen und ihn nach wenigen Jahren zu einem Erfolge geführt, den man kaum nach allen früheren mehr oder weniger aus wirtschaftlichen Gründen als misslungen zu betrachtenden Versuchen für möglich gehalten hätte. Allerdings kann hier nicht unerwähnt bleiben, dass z. B. bei dem Reaktionsrade von Poole und Pilorge, wenn dasselbe wirklich ausgeführt ist und die angegebenen Zahlen Versuchswerte darstellen, von diesen Konstrukteuren trotz des grossen Durchmessers von beinahe einem Meter für das Reaktionsrad Umfangsgeschwindigkeiten über 200 m in der Sekunde und mehr denn 4000 Umdrehungen in der Minute erzielt wurden, so dass die Bestrebungen Lavals nicht als ganz unvermittelt und unvorbereitet durch die Vorarbeit früherer Erfinder angesehen werden können. Im Gegenteil muss man mit Rücksicht auf den Entwickelungsgang, den der Dampfturbinenbau heute wegen der Anforderungen, welche an sie als Betriebsmaschinen für Dynamomaschinen und für Schiffe gestellt werden, eingeschlagen hat, gerade die Wahl grösserer Abmessungen der Turbinenräder für einen wesentlichen Fortschritt gegenüber den kleineren Abmessungen Lavals halten, da diese letzteren grössere Umdrehungszahlen und Vorgelege für die Kraftübertragung bedingen. Indessen liegt das Hauptverdienst Lavals, das durchaus nicht herabgemindert werden soll und kann, auf dem Ausbau seiner Aktionsturbine, welche erst weiter unten besprochen werden soll.

14. Reaktionsrad von Thèvenet. 1886.

Die in Fig. 25 und 26 abgebildete Vorrichtung unterscheidet sich von allen bisher beschriebenen Reaktionsrädern dadurch, dass das bewegliche Rad in einem Gehäuse unter Flüssigkeit arbeitet. Dass bei den unvermeidlichen hohen Tourenzahlen und der grossen Umlaufsgeschwindigkeit die Reibungsverluste ganz bedeutende sein und die wirtschaftliche Leistungsfähigkeit ausserordentlich herabmindern müssen, liegt auf der Hand und braucht an der Hand von genauen Zahlenangaben nicht besonders nachgewiesen zu werden; denn die Reibung nimmt annähernd mit der dritten Potenz zu, so dass die Flüssigkeit wegen ihres hohen

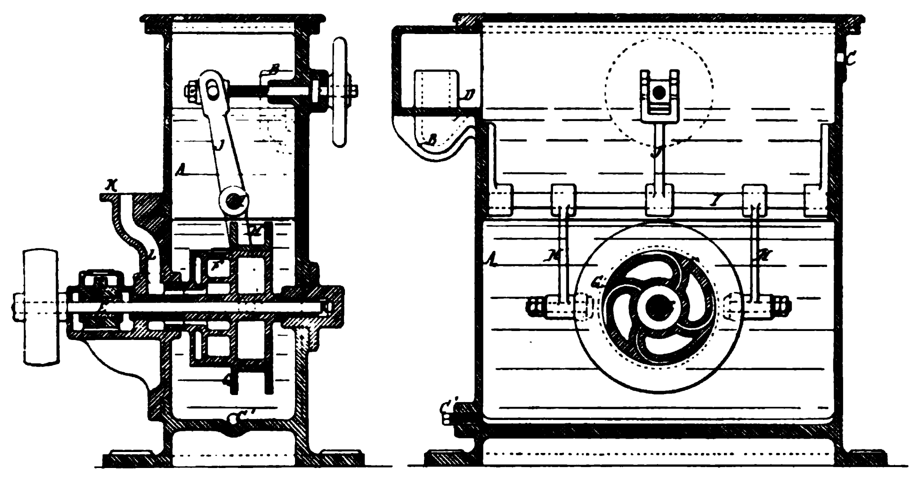


Fig. 25 Fig. 26.

Reibungskoeffizienten bei grosser Geschwindigkeit geradezu als kräftige Bremse wirken muss.

Die Auseinandersetzungen von Thèvenet erregen dagegen die Aufmerksamkeit durch den kühnen und scharfen Blick, welcher die Anwendungsgebiete des neuen, damals eben erst in bescheidener Form und Gestaltung in der Maschinentechnik auftretenden neuen Krafterzeugers, den Tatsachen weit vorauseilend, vorausschaute. Was Thèvenet von seiner Maschine erwartete und in folgenden hoffnungsvollen Worten aussprach: „Mehrere dieser rotierenden Kraftmaschinen können zusammengekuppelt als Motor dienen, dessen Bewegungsrichtung sich während des Ganges umsteuern lässt. Man kann den neuen Motor an Stelle der bis jetzt in der Industrie angewendeten und bekannten Kraftmaschinen

gebrauchen, namentlich aber da, wo es sich um sehr rasch rotierende Kraftmaschinen handelt, wie z. B. für die Erzeugung von Elektrizität. Auch für Maschinen mit Umsteuerung der Bewegung, wie z. B. für den Betrieb von Schiffen, Lokomotiven (Schnellzuglokomotiven), Lokomobilen und für Luftschiffahrt eignet sich die neue rotierende Kraftmaschine; auch kann dieselbe als Ersatz für eine der bekannten feststehenden Kraftmaschinen dienen", diese damals den Tatsachen noch weit vorauseilende Hoffnung hat sich heute nach beinahe zwei Jahrzehnten allerdings nicht durch Ausbildung des Reaktionsrades, sondern der Dampfturbinen zum Teil bereits erfüllt oder wird augenblicklich durch die modernen Dampfturbinen-Ingenieure verwirklicht und zwar neuerdings vorwiegend durch das zielbewusste Vorgehen grosser deutscher Firmen und Gesellschaften.

15. Reaktionsrad von Howden und Hunt. 1889.

Bei der in den Fig. 27 und 28 abgebildeten Vorrichtung, welche zwei aus den vier Kammern B_1, B_2, B_3 u. B_4 bestehende

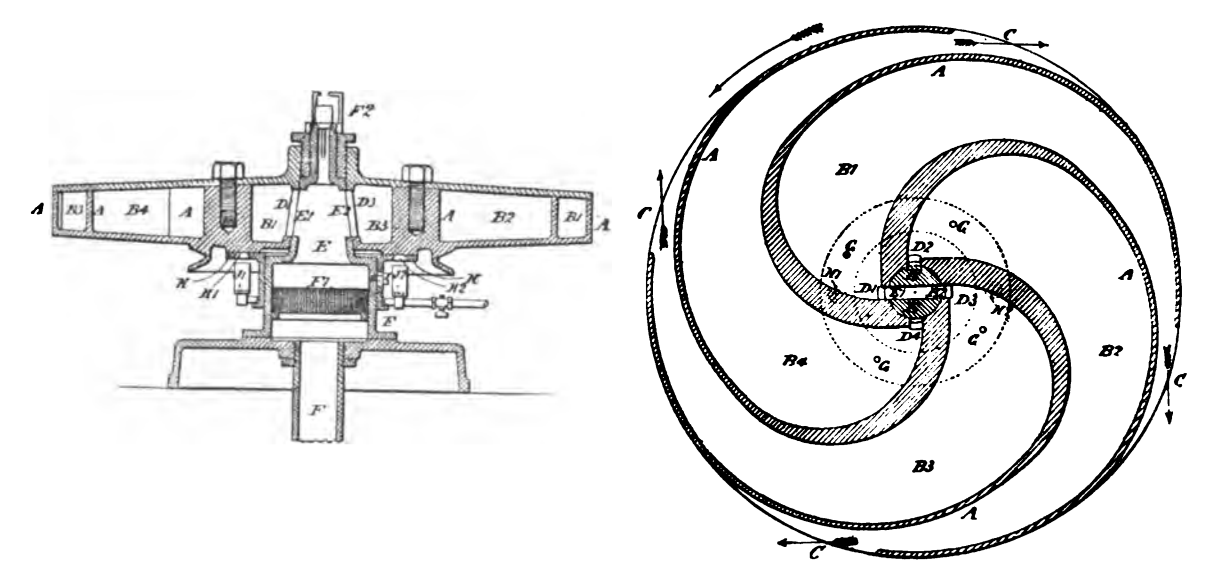


Fig. 27.

Fig. 28.

Strahlrohre B_1, B_3 und B_2, B_4 hat, arbeitet der selbsttätig durch die Oeffnungen D_1, D_3, und E_1, E_2 bezw. durch die Oeffnungen D_2, D_4 und E_1, E_2 gesteuerte Dampf abwechselnd in jedem der beiden Strahlrohre.

16. Reaktionsrad von Procner. 1901.

Die einzelnen Strahlrohre *10*, dieses in Fig. 29 und 30 abgebildeten Reaktionsrades, welche mit einer auf der Welle *1* sitzen-

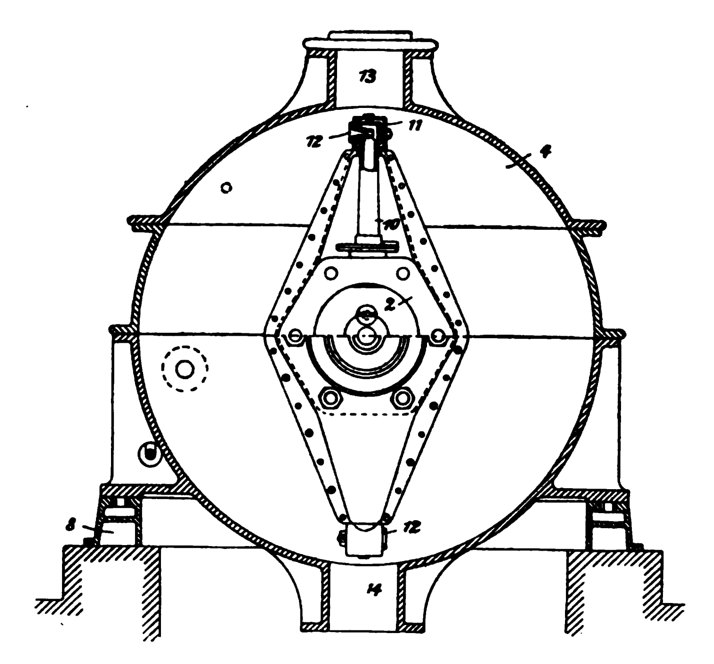


Fig. 29.

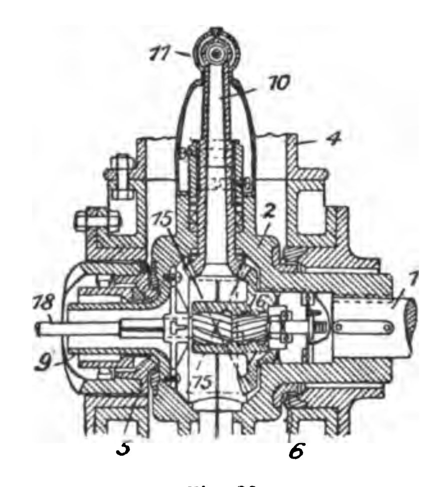


Fig. 30.

den hohlen Nabe *2*, in welche sie speichenartig mindestens zu zweien eingesetzt sind, in Verbindung stehen, erhalten am äusseren

Ende je zwei Düsenrohre *11* und *12*, welche zur Ermöglichung der Umsteuerung und eventl. auch zur Regelung der Leistung der Maschine durch Aenderung der Düsenausströmungswinkel zur Drehebene dienen sollen. Die Drehung der Düsen *11* und *12*

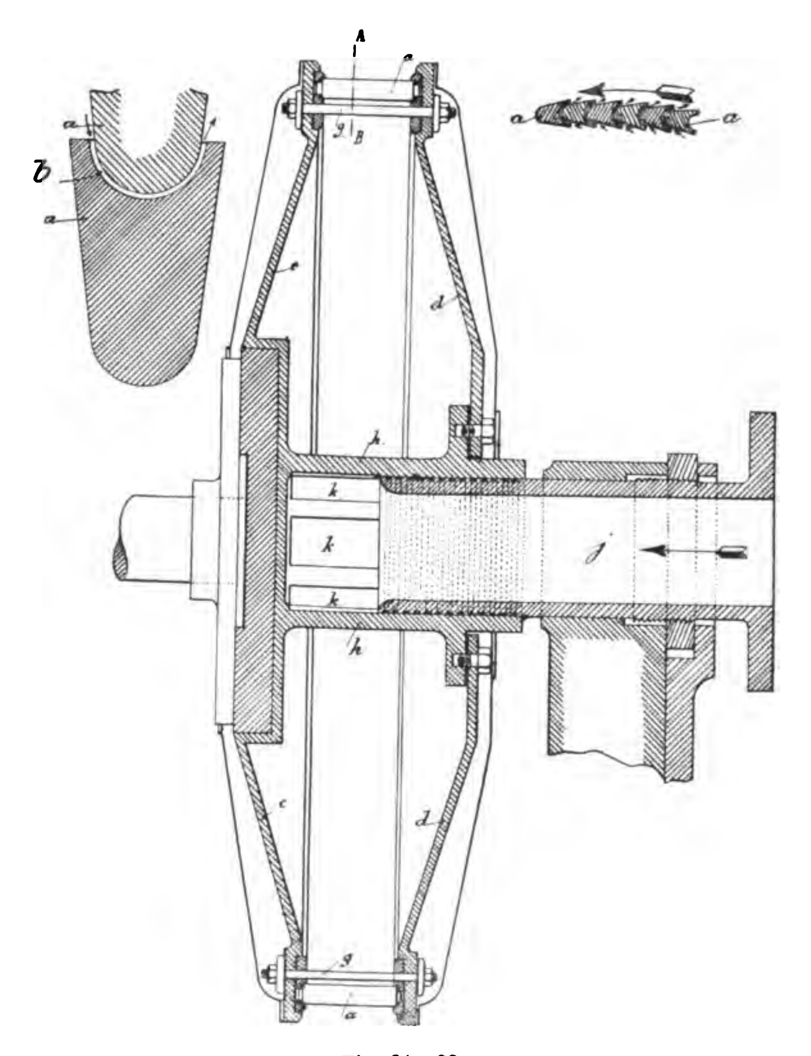


Fig. 31—33.

erfolgt von Hand durch Zahnradgetriebe *15*, *16*, Kolben *17* und Stange *18*, so dass, je nachdem man die Düsen *11* oder *12* in Ausströmungsstellung einstellt, das Rad in dem einen oder in dem entgegengesetzten Sinne gedreht wird.

17. Reaktionsrad von Gravier. 1900.

Bei diesem in Fig. 31, 32 und 33 dargestellten Reaktionsrade tritt der durch die hohle Welle *j* zugeführte Dampf frei durch Schlitze *k* in dieser Welle in das als Hohl- und Sammelraum ausgebildete Innere des Rades ein und strömt aus den Düsen *a a* in feinster Verteilung gegen die umgebende Luft unter Umkehrung seiner Richtung aus, sodass infolge des Reaktionsdruckes des Dampfes auf die umgebende Luft die Drehung des Rades bewirkt wird. Die feine Verteilung des Dampfstrahles und die Umkehrung der Ausströmungsrichtung wird durch die besondere Form der Düse erreicht, deren Quer- und Längsschnitt Fig. 32 u. 33 zeigen.

Diese mit Rundstab und Hohlkehle in einander greifenden Elemente *a* bilden eine Reihe in ihrem Querschnitt durch entsprechende Zwischenlagen *b* (Fig. 33) bestimmt begrenzter, enger Kanäle, die die Umkehr des durchströmenden Dampfes bis annähernd zu 180° erzwingen. Die grosse Anzahl dieser engen Kanäle soll eine fast molekulare Verteilung des Dampfes bewirken. Ausserdem soll durch die U-förmige Form der Austrittskanäle eine grössere Verminderung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes als bei Reaktionsrädern mit geraden oder in der Drehrichtung gekrümmten Austrittskanälen erzielt werden, so dass infolge der Verminderung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes sich eine praktisch brauchbare Umlaufsgeschwindigkeit ergiebt.

Die Vorrichtung von Gravier dürfte ebensowenig wie die soeben beschriebene von Procner praktisch versucht sein, sicher aber in der wirtschaftlichen Leistungsfähigkeit hinter der wesentlich einfacheren Laval'schen Konstruktion zurückstehen. Andere Reaktionsräder ohne Expansion sind mir bis heute nicht bekannt geworden.

Schlussbemerkung.

Ueberblicken wir zum Schluss dieses Kapitels nochmals kurz den Entwickelungsgang der Reaktionsräder ohne Expansion von Hero bis zum heutigen Tage, so ergibt sich klar und unzweideutig, dass der Glanzpunkt in diesen mühevollen, zum grössten Teil vergeblichen und fruchtlosen Arbeiten die durch die Laval'sche Maschine aus dem Jahre 1883 gegebene Leistung geblieben ist und allem Anscheine nach auch bleiben wird, da gerade durch

Laval selbst und sodann durch Parsons und ihre Nachfolger, welche die Leistung der Aktions- und Reaktionsturbinen ein- und mehrstufiger Typen zur höchsten Vollkommenheit entwickelten, die Reaktionsräder fast ganz verdrängt worden sind und nur noch selten und meistens nur bei nicht auf der Höhe der modernen Ingenieurkunst stehenden Konstrukteuren Beachtung gefunden haben. Und doch besitzen die Reaktionsräder gewisse nicht zu unterschätzende Vorzüge, welche eine weitere Vervollkommnung derselben nicht nur als möglich, sondern sogar als wünschenswert erscheinen lassen, zumal der von Laval gemachte Schritt ausserordentlich vielverheissend und der Vorläufer der von ihm wenige Jahre später durch die Aktionsturbine eingeleiteten bedeutsamen und fruchtbaren Entwickelungsperiode des Dampfturbinenbaues gewesen ist.

III. KAPITEL.

Reaktionsräder mit einstufiger Expansion.

1. Reaktionsrad von James Sadler. 1791.

Die Vorrichtung besteht aus einem hohlen Strahlrohr *C*, Fig. 34 u. 35, welches an seinen beiden Enden *BB* in entgegen-

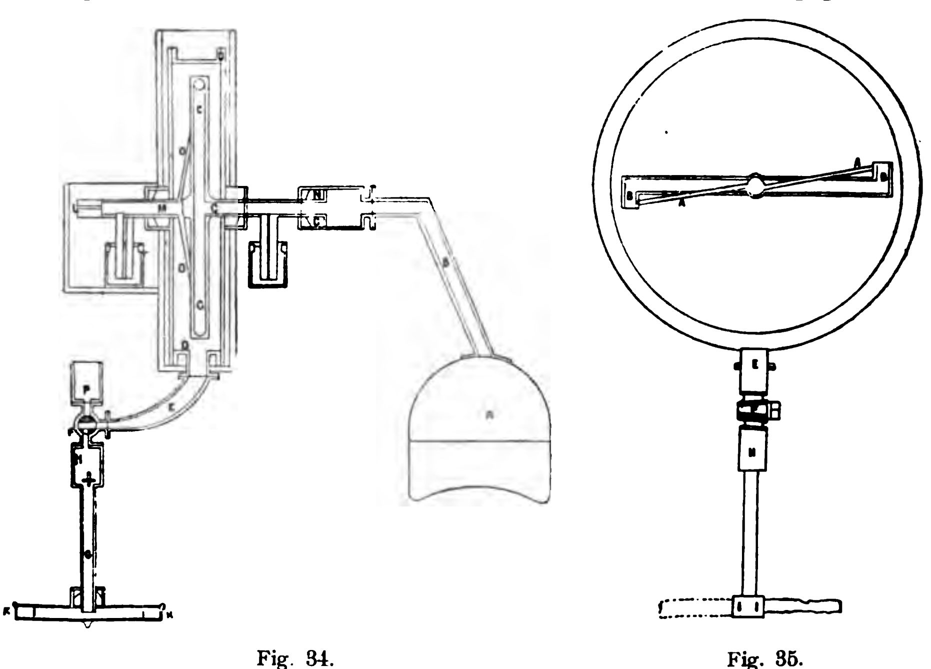


Fig. 34. Fig. 35.

gesetzter Richtung umgebogen ist und dem durch die hohle Welle *M* der Kesseldampf zugeführt wird. In die umgebogenen Enden *BB* münden zwei kleine, fast parallel zum Strahlrohr laufende Röhrchen *AA*, welche durch die andere Seite der hohlen Achse Wasser zuleiten. Das Strahlrohr dreht sich in einem vollständig geschlossenen Gehäuse *D*. Da in die Mündung desjenigen Strahlrohrarmes, welches tiefer als die Drehachse liegt, durch das kleine Zuleitungsrohr Wasser eingeführt wird, so verdichtet sich in diesem Teile des Strahlrohres der Dampf, so dass sich sofort in diesem Arme ein Vacuum bildet und der Dampf zu arbeiten beginnt. Die Dampfkondensation erfolgt dann stetig durch das abwechselnd in die beiden Mündungen des Strahlrohres eingeführte Wasser, das zusammen mit dem Kondensationswasser durch Ventil *F* zum Kondensator fliesst. Sadler hat als der Erste die Kondensation bei seinem Reaktionsrade vorgeschlagen, aber dieselbe in einer so unvollkommenen Weise beabsichtigt, dass eine praktische Anwendung schwierig erscheinen dürfte.

2. Reaktionsräder von Leroy. 1838—1840.

Dies Rad unterscheidet sich ebenso wie das Sadler'sche Rad von den im ersten Abschnitt beschriebenen Reaktionsrädern dadurch, dass der Dampfstrahl nicht frei, sondern aus einer Expansionsdüse ausströmt. Die verschiedenen Düsenkonstruktionen Leroy's sind in den Figuren 36—42 abgebildet. Fig. 36 und 37 zeigen ein dem Sadler'schen ähnliches konisches Mundstück oder eine Düse, die man direkt in die Enden des Stahlrohres einsetzt, dagegen Fig. 38—40 ein gekrümmtes Mundstück, das aus einem Rohrstück mit konstantem Durchmesser und schräg durchlochten Rohrwänden besteht. Zweck dieser Mundstücke oder Düsen ist, möglichst schnell die Entspannung des Dampfes durch die konische Düse oder durch das als Mundstück dienende durchlochte Rohr zu bewirken, sodass gleichzeitig der Expansionsrückdruck und die einfache Reaktion des Dampfes zur Erhöhung des Wirkungsgrades des Strahlrohrs beiträgt. Die Leistungsfähigkeit der in den Fig. 38—40 abgebildeten Düsen ist eine grössere und deren Dampfverbrauch ein geringerer. Wie aus den Zeichnungen zu ersehen ist, werden die Strahlrohre von einem Gehäuse aus Blech oder Gusseisen umhüllt, um die Abkühlung derselben zu verhindern. Der Dampf wird durch die hohle Welle dem Strahlrohre zugeführt.

Die schmale Form der Strahlrohre bedingt, was von grosser Wichtigkeit ist, einen geringeren Luftwiderstand, als runde Strahlrohre besitzen. Da jedoch infolge der ausserordentlich raschen Umdrehung sich im Centrum des Gehäuses ein luftleerer Raum bildet, so ist umsomehr nur ein geringer Widerstand zu überwinden. Es ist übrigens vorteilhaft, vor und hinter dem Strahlrohre zwei dünne, unter spitzem Winkel gegen einander geneigte Lamellen anzubringen. Man kann auch, wie aus den Fig. 41

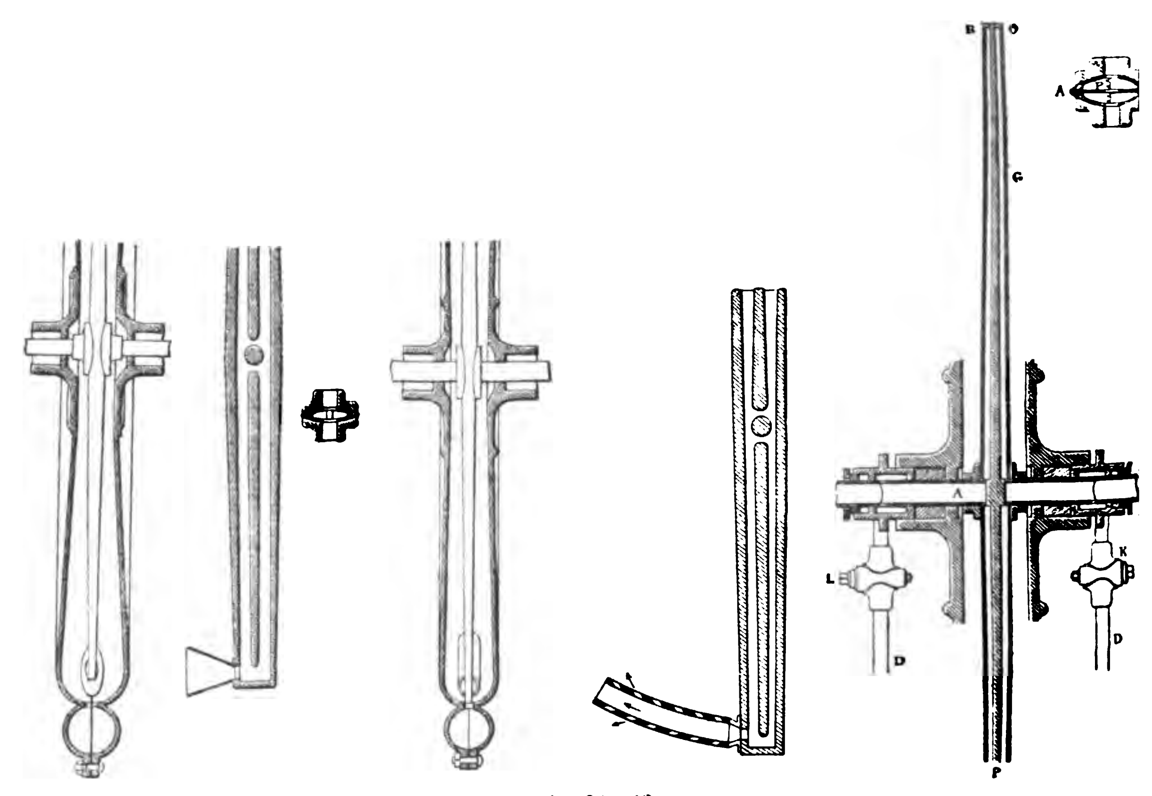


Fig. 36—42.

und 42 ersichtlich ist, das Strahlrohr zwischen zwei sich mit ihm drehenden Scheiben anordnen; diese aus Kupfer oder Weissblech hergestellten Scheiben liegen nahe an dem Strahlrohr und bilden eine Kammer, in welcher die Entspannung vor sich geht. Der Durchmesser des zweiten Gehäuses, das durch die Seitenteile der beiden Scheiben gebildet wird, ist annähernd gleich dem inneren Durchmesser des äusseren Gehäuses, in welchem das zweite sich mit dem Strahlrohr bewegt; zwischen beiden ist nur soviel Spiel-

raum gelassen, dass Reibung vermieden wird. Hierdurch wird erreicht, dass das Strahlrohr im Innern des Gehäuses keine widerstandleistende Luft zu verschieben brauc t, so dass Widerstand fast ganz vermieden ist.

Um die äusserst schnelle Drehbewegung, welche durch ein derartiges Reaktionsrad erzeugt wird und mehrere Tausend Umdrehungen in der Minute ergiebt, zu übertragen, kann man sich einer Schnecke oder Schraube ohne Ende bedienen.

Bei den Lokomotiven und Dampfschiffen und überhaupt bei allen solchen Maschinen, welche ihre Drehrichtung ändern müssen, kann man diese Richtungsänderung teils durch Vorgelege, teils dadurch erhalten, dass man auf die Welle des Reaktionsrades statt eines zwei Strahlrohre aufsetzt, welche an ihren Enden mit entgegengesetzt gerichteten Düsen versehen sind. Denn es wird, sobald man mittels eines Hahnes den Dampf bald in das eine oder das andere Strahlrohr leitet, eine Drehung bald in dem einen, bald in dem andern Sinne erzeugt.

Man könnte diesen Zweck auch noch durch eine andere in Fig. 42 dargestellte Vorrichtung erreichen. Eine Platte *P* teilt das Strahlrohr *G* in der ganzen Länge in zwei gleiche Teile, und ebenso eine dazu symmetrische Scheidewand die hohle Drehwelle *A*. Zwei Dampfleitungen *GG* führen den Dampf an beiden Enden der hohlen Welle ein. Jede dieser Zuleitungen wird durch einen Hahn *k* und *l* betätigt. Die Enden des Strahlrohres, welche bisher nur eine seitliche Oeffnung hatten, sind an zwei direkt gegenüberliegenden Stellen *OO* durchbohrt. Der Dampf tritt bei geöffnetem Hahn *K* und geschlossenem Hahn *L* auf der rechten Seite in die hohle Welle ein, strömt durch die eine Hälfte des Strahlrohres hindurch und durch die Oeffnung *BB* aus. Wenn man dagegen den Hahn *K* schliesst und den Hahn *L* öffnet, so strömt der links in die hohle Welle eingetretene Dampf durch die zweite Hälfte des Strahlrohrs, so dass beim Ausströmen aus den Oeffnungen *O* eine Drehung im entgegengesetzten Sinne erfolgt.

Während bei den vorbeschriebenen Vorrichtungen die Entspannung des Dampfes allein zur Erhöhung des Reaktionsdruckes dient, soll in der nachstehenden Vorrichtung ausserdem noch Kondensation des Dampfes bewirkt werden. Fig. 43 stellt den horizontalen Schnitt einer solchen Maschine dar. Es sind: *a, a* zwei Gehäuse, *m,m'* zwei über die Enden des Strahlrohres hinausreichende Kolben, *n,n'* die Zylinder, in welchen die Kolben beim

Zusammen- oder Auseinanderschieben sich bewegen, *o, o* Spiralfedern, durch welche die Kolben zusammen- oder auseinandergeschoben werden, *u, u'* die Wellen, welche mittels Excenter *v, v* die Kolben auseinanderschieben, *x* die Eintrittstelle des Dampfes aus der hohlen Welle in das Strahlrohr, *y, y'* die Oeffnungen, durch welche der Dampf in die innen und aussen durch Stopf-

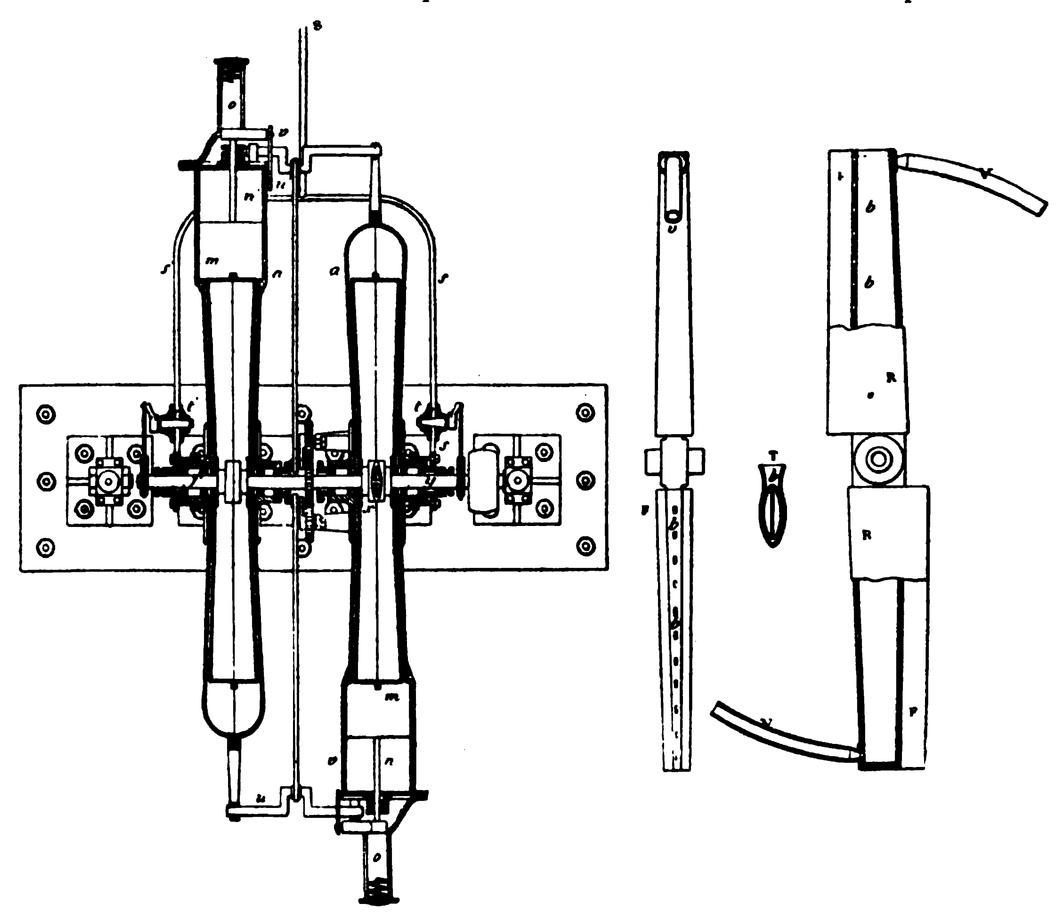


Fig. 43—46.

büchsen abgedichtete hohle Welle eintritt, *s, s'* die Leitungen, durch welche der Dampf abwechselnd in jedes Strahlrohr eintritt. Die abwechselnde Dampfzufuhr wird durch Drehung der Hähne *t* und *t'* bewirkt.

Der Arbeitsgang der Maschine ist folgender:

Der durch Rohr *s* eingetretene Dampf strömt durch Rohr *s'*, dessen Hahn *p* offen ist, und durch Oeffnung *y'* in die hohle

Achse und von dort in das Strahlrohr *a'* und sodann durch dessen Düsen in das Gehäuse *a*. Der Kolben *m'* bewegt sich zurück und Hahn *t'* schliesst sich, wenn der Hebelarm bis auf ein Drittel oder Viertel seines Hubes verschoben ist, während der Hahn *t* sich öffnet und der Dampf durch das andere Zuleitungsrohr in das zweite Strahlrohr und dessen Gehäuse *a* strömt und den Kolben *m* betätigt. Die beiden Kolben bewirken, dass die beiden Strahlrohre abwechselnd und zwar, da sie nach dem Kondensator offen sind, in luftleeren Kammern arbeiten.

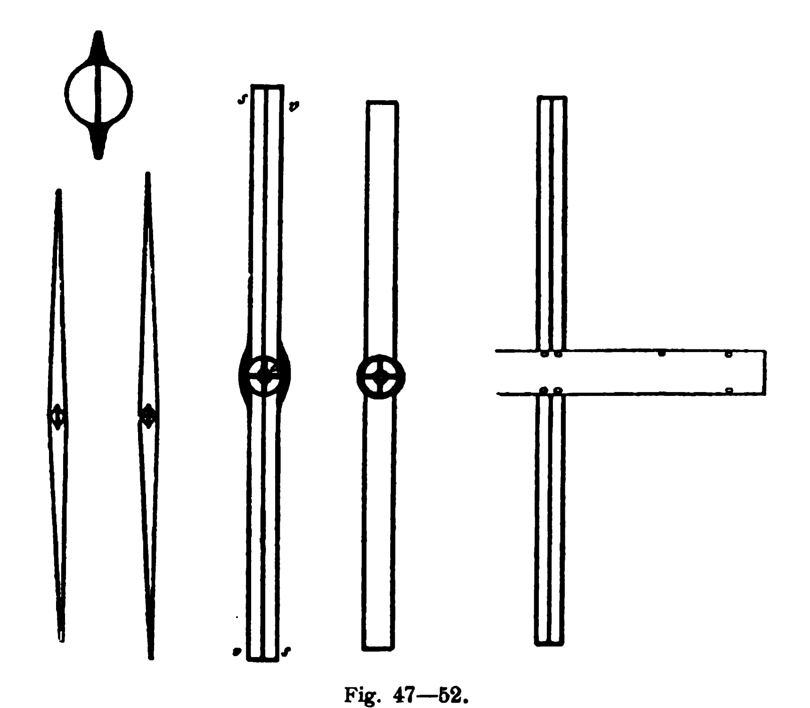


Fig. 47—52.

Das vorbeschriebene Arbeitsverfahren lässt sich auch mit einem Strahlrohr allein nach Art des in Fig. 41 und 42 veranschaulichten Strahlrohrs durchführen. In diesem Falle hat man nur das eine der beiden Rohre *D* mit dem Kessel, das andere dagegen mit dem Kondensator abwechselnd zu verbinden, sodass der durch die Eine der beiden Hälften des Strahlrohres eingetretene Dampf durch die andere angesaugt und das Vacuum sich beständig vor dem sich drehenden Strahlrohrarm befindet. In diesem Falle kann man dem Strahlrohr die in den Fig. 44—46 veranschaulichte Form geben. Die der Dampfausströmung entgegengesetzte Kammer *FF*

des Rohres erhält eine Reihe von Löchern *bb*, durch welche der expandierte Dampf nach dem Kondensator gesaugt wird. Das so vor dem sich drehenden Strahlrohr bildende Vacuum trägt dazu bei, den Reaktionsdruck und den Expansionsdruck zu erhöhen. Um den etwaigen Widerstand der in dem Gehäuse enthaltenen Luft vollständig zu beseitigen, wird das Strahlrohr zwischen zwei Scheiben angeordnet, welche unter spitzem Winkel an den Rändern zusammenstossen und so einen linsenförmigen Körper bilden (Fig. 47).

Bei dem in Fig. 48—52 abgebildeten Strahlrohr, dessen hohle Welle in vier Kammern geteilt ist, kann man Reaktions- und Expansionsdruck des Vacuums und ausserdem Umkehrung der Drehungsrichtung bewirken.

Bei dem in Fig. 53 und 54 abgebildeteu Reaktionsrad geht Leroy von der Ansicht aus, dass der Reaktionsdruck durch vor

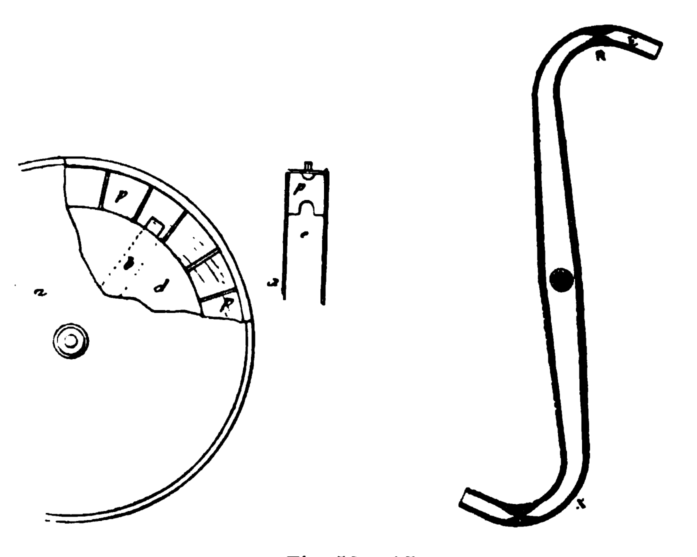


Fig. 53— 55.

der Düse angeordnete widerstehende, den Stoss aufnehmende Massen, mögen diese gasförmig, flüssig oder fest sein, erhöht wird, und hat darum in dem mit Sicherheitsventil versehenen Gehäuse an dessen Mantel Prallplatten *pp* angebracht, deren Durchlassöffnungen *e* zweckmässig noch durch schmale, auf- und niederbewegte und haltbare Schieberplatten gleich nach und vor dem Durchgang des Strahlrohres geschlossen bezw. geöffnet werden können.

Um scharfe Winkel und scharfe Krümmungen zu vermeiden, hat der Erfinder ein Strahlrohr von der Form eines S Fig. 55 ersonnen, welches bei *R* eine Verengung und hinter dieser eine Erweiterung *E* erhält, in welcher die Entspannung des Dampfes erfolgt. Mit Bezug auf diese Form der Düse macht Leroy die hochwichtige Bemerkung, dass die Düse, welche Form sie auch haben möge, eine bestimmte Länge erhalten muss, weil die Expansion des Dampfes direkt hinter der Austrittsöffnung sehr gering ist.

Leroy verfolgte diesen Gedanken noch weiter und benutzte, wie Fig. 56 u. 57 zeigen, stufenweise weiter werdende Düsen, um für jede Vergrösserungsstufe des Strahlrohrs oder der Düse eine weitere Expansion des Dampfes zu bewirken. Die aneinander geschobenen Strahlrohre werden abgeplattet, um nicht die gesamte Dicke des Reaktionsrades zu erhöhen, und zwischen zwei Kupferplatten gelegt, welche an ihren Enden, wie Fig. 56 zeigt, zusammengenietet werden und nur Oeffnungen für die Düsen frei lassen.

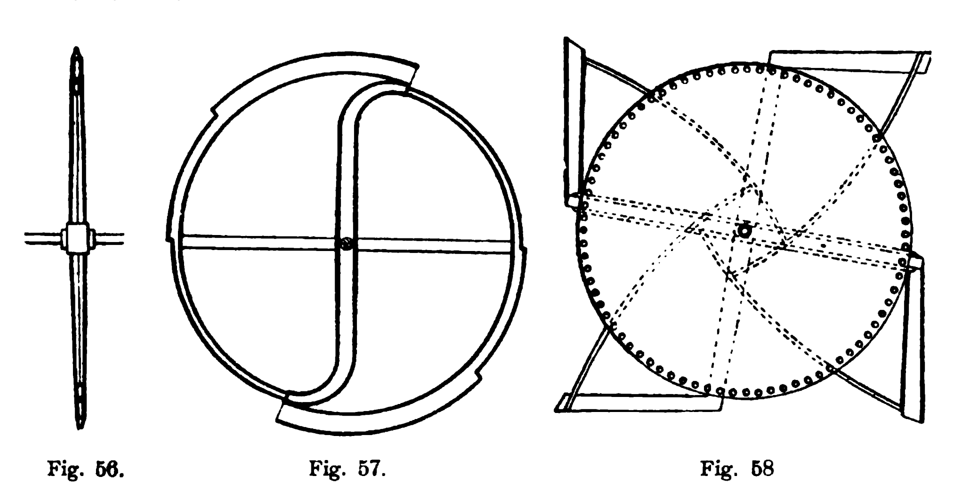


Fig. 56. Fig. 57. Fig. 58

Da die bei der schnellen Drehung erzeugte Fliehkraft- oder Schleuderwirkung sehr gross ist, so könnte man nach Leroy an Stelle von Röhren auch Wellbleche benutzen, welche zur Achse konzentrische Wellen von geringerem oder grösserem Rauminhalt besitzen. Um die Fliehkraftwirkung des Dampfstrahles nutzbar zu machen, schlägt er sodann noch vor, an den äusseren Enden der Strahlrohre Blechrinnen anzuordnen, welche nahezu tangential, wie in Fig. 58, gerichtet sind. Der aus dem Strahlrohre

durch das Reaktionsmundstück ausströmende Dampf trifft auf diese Rinnen, so dass er durch den Rückstoss, welchen er auf sie ausübt, die Reaktionswirkung des Strahlrohrs unterstützt. Der Stoss des Dampfes auf diese schrägen Flächen kann mit dem Stoss des Wassers auf gekrümmte Turbinenschaufeln verglichen werden.

3. Reaktionsrad von B. v. Rathen. 1847.

Die Fig. 59 stellt ein Reaktionsrad dar, das nur in einer Richtung arbeiten kann, während Fig. 60 ein solches umsteuerbares Reaktionsrad zeigt. Der durch *L* zugeleitete Dampf tritt in das

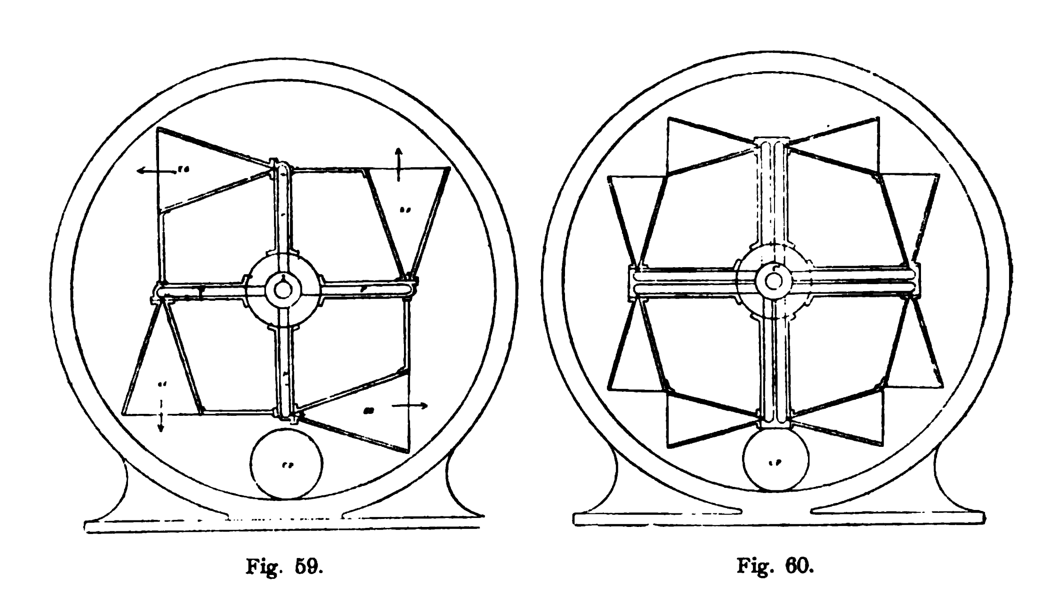


Fig. 59. Fig. 60.

Strahlrohr *P* ein, von wo er durch die Oeffnungen *a* in die konischen Düsen *EC* eintritt und in diesen expandiert. Die ganze Vorrichtung ist von einem Gehäuse umschlossen, welches durch Leitung *CP* mit dem Kondensator in Verbindung steht.

4. Reaktionsrad von Prache. 1864.

Um eine vollständige Ausnutzung der lebendigen Kraft des Dampfes zu erreichen, wendet Prache konische Düsen *MV* (Fig. 61) an, welche die Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes auf eine für Turbinen praktisch brauchbare herabmindern sollen.

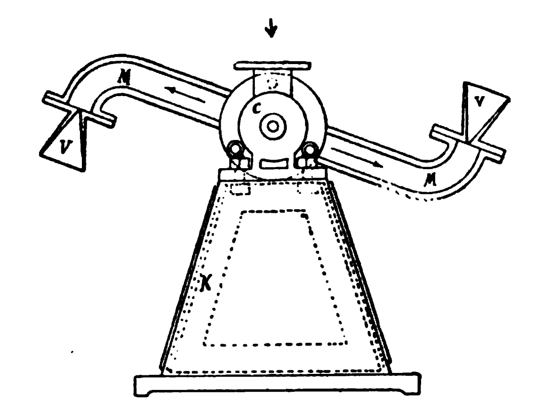

M
C
V
V
M
K

Fig. 61.

Spirale trajectoire
Section rabattue
Vapeur sous pression
Admission
Ajutages
Condenseur
Axe et emplacement de la pompe à air

Fig. 62.

5. Reaktionsrad von Lagresille. 1885.

Der Dampf tritt in eine zentrale Kammer ein, von wo er sich auf mehrere Strahlrohre verteilt. Der Querschnitt derselben nimmt vom Admissionspunkte *oo* an bis zum Dampfaustritt vor *l* hin beträchtlich zu. Um die Reaktionswirkung zu erhöhen, gibt man den Dampfdüsen die besondere durch Fig. 62 veranschaulichte Form. Um besser die Energie des Dampfes nach dem Austritt aus den Düsen auszunutzen, kann man ihn gegen Schaufeln strömen lassen, welche an der Gehäusewand befestigt sind. Bei den hier beschriebenen Reaktionsrädern, insbesondere denjenigen von Leroy und Lagresille, ist ein grosser Wert auf die geeignete Form der Düsen gelegt und letztere, wie bei derjenigen von Lagresille deutlich erkennbar ist, der steigenden Expansion des Dampfes angepasst. Die spätere Entwickelung des Dampfturbinenbaues hat jedoch gezeigt, dass bei den Reaktionsrädern die Form der Strahldüse nicht von so ausschlaggebender Bedeutung wie bei den Aktionsturbinen ist, bei welchen ein möglichst geschlossener Dampfstrahl für wirtschaftliches Arbeiten des Turbinenrades ausserordentlich wichtig ist. Wie sich weiter unten zeigen wird, sind die wesentlichsten Punkte, auf welche bei der Konstruktion der Strahldüsen Rücksicht zu nehmen ist, von Leroy und Lagresille bereits hervorgehoben worden.

6. Reaktionsrad von Cahen. 1884.

Diese Konstruktion bildet den denkbar schärfsten Gegensatz zu der technisch vollkommen durchgearbeiteten und durchdachten älteren Maschine von Laval und erreicht in konstruktiver Hinsicht kaum eine der vorher beschriebenen ähnlichen Vorrichtungen. Gleichwohl werden jedoch von dem Erfinder Gedanken angeregt, welche der Erwähnung wert sind, da sie unter Umständen in den Händen eines tüchtigen Fachmannes fruchtbringend werden könnten.

Eigenartig und neu ist die Verwendung eines Doppelkondensators mit schwefliger Säure und Wasser, die den heutigen Maschineningenieur ohne weiteres auf die Anwendung des Prinzips der Abwärmekraftmaschine für das Dampfreaktionsrad hinweist. Auf die technische Ausnutzung derjenigen Wärme, welche der flüssigen schwefligen Säure im ersten Kondensator zugeführt wird, konnte der Erfinder nicht kommen, da ja damals die Abwärmekraftmaschinen fast gar nicht bekannt waren und erst vor wenigen Jahren durch die Arbeiten von Professor Josse im

Maschinenlaboratorium der Berliner Hochschule in technischen Kreisen Beachtung gefunden haben. Jedenfalls ist in dem Cahenschen Vorschlage der erste Keim zu einer Dampfturbine mit

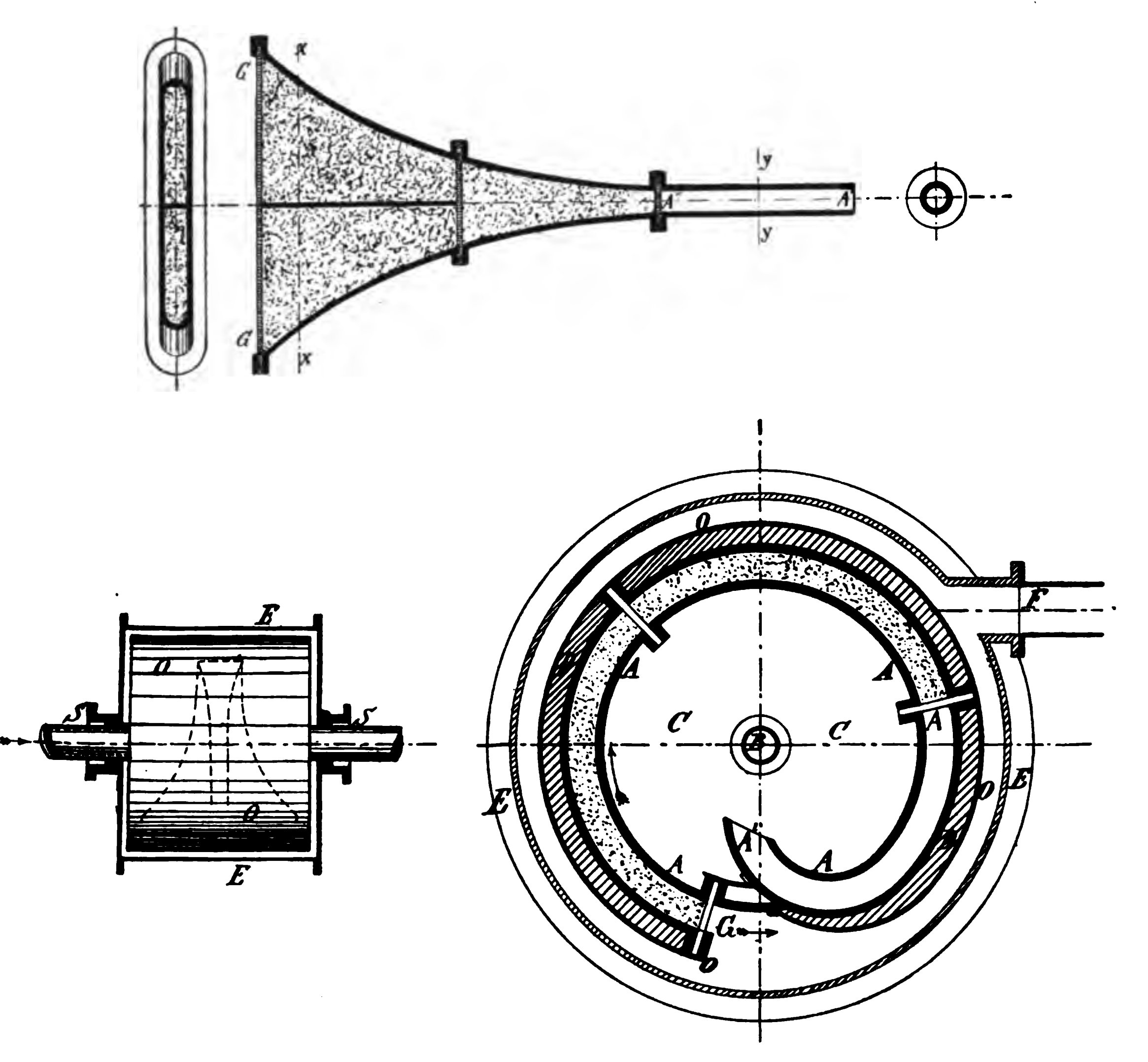


Fig. 63—67.

Ausnutzung der Abwärme zu erblicken, mit deren Ausbau neben anderen Konstrukteuren sich heute besonders Professor Lewicki in Dresden beschäftigt.

Das in Fig. 63—67 veranschaulichte Reaktionsrad, dessen Umfangsgeschwindigkeit ohne Unzuträglichkeit 40 bis 50 m in der

Sekunde soll überschreiten können, da es sich in einem mit dem Kondensator verbundenen, ziemlich luftleeren Gehäuse dreht, ist auf die hohle Welle *B* aufgekeilt, durch welche der Dampf in die innere Dampfkammer *C* des Rades eingeführt wird. Von dort aus strömt der Dampf bei *A'* in das Strahlrohr *A* ein und bei *G* aus demselben heraus in den vom Gehäuse *E* gebildeten Mantel *O* und sodann durch Rohrstutzen *F* zum Kondensator. Die äussere Mantelfläche des Strahlrohrs *A* ist durch einen Wärmeschutzmantel *D* gegen Wärmeabgabe nach aussen geschützt.

Die Form des Strahlrohrs zeigt Fig. 64, welche die im Schnitt gezeichnete Abwickelung desselben darstellt. Hiernach

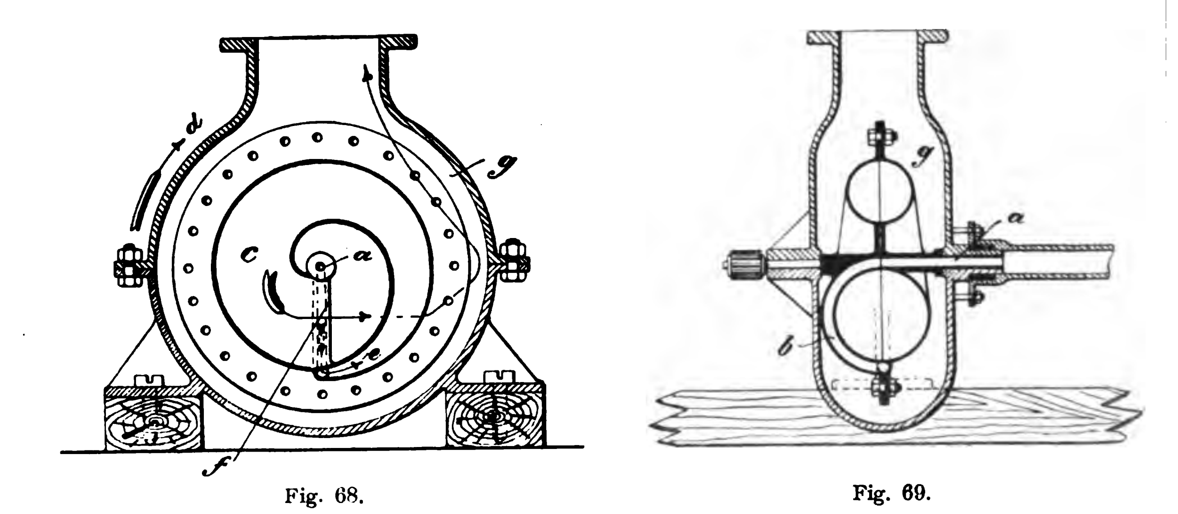


Fig. 68. Fig. 69.

erweitert sich dasselbe von der Eintrittsöffnung bis *G* stetig im Sinne der theoretischen Expansionskurve. Um die Herstellung zu erleichtern, ist *A* in drei durch Bolzen mit einander verbundene Stücke geteilt, zwischen welche gerade so wie bei *G* ein sehr fein gelochtes Sieb aus Stahl oder Bronze eingeschaltet ist, welches in die beiden weiteren Teile des Düsen- oder Strahlrohrs eingeführte pulverförmige Stoffe wie Sand, Sandsteinpulver oder anderes geeignetes Material zurückhält. Diese porösen Körper, welche dem Dampfstrom Widerstand leisten, sollen durch letzteren eine rotierende Bewegung erhalten, welche sich auf die Düse übertragen und letztere in zur Dampfströmung entgegengesetzte rotirende Bewegung versetzen. Dass ein derartiger Vorschlag utopisch ist, braucht wohl nicht besonders erwähnt zu werden.

7. Reaktionsrad von Vinel. 1901.

Dass in Fig. 68 und 69 abgebildete Reaktionsrad, das wohl ebenso wenig wie dasjenige von Cahen jemals ausgeführt sein dürfte, besteht aus einem in einer Ebene oder einem stumpfen Kegel um eine Welle gewundenen Spiralkanal *c*, dessen weite in's Gehäuse *g* führende Austrittsmündung sich so nahe wie möglich bei der hohlen Welle *a*, also am inneren Ende der Spirale befindet, während das äussere engere Ende *e* der Spirale als Dampfeintritt dient. Die Querschnitte des Spiralkanals sind derartig gewählt, dass die Geschwindigkeit des Dampfes, während er durch diesen Kanal strömt, eine beträchtliche Abnahme erleidet. Der durch die hohle Welle *a* eingetretene hochgespannte Dampf strömt durch Rohr *f* in die Düse *c* bei *e* ein und setzt durch den Rückdruck des in der Düse expandierenden Dampfes das Reaktionsrad in drehende Bewegung.

IV. KAPITEL.

Reaktionsräder mit mehrstufiger Expansion.

1. Reaktionsrad von Real und Pichon. 1827.

Bei diesem Rade wirkt der Dampf ebenso wie bei der weiter unten beschriebenen Dampfturbine dieser Konstrukteure in vielen Stufen allmälig expandierend. Die Maschine besteht aus mehr denn dreissig übereinander liegenden Strahlrohren *c' d'*, welche ebenso, wie die sie trennenden Scheidewände *b* an der Gehäusewand befestigt sind, fest auf die vertikale Welle *f* aufgekeilt sind und sich mit derselben drehen.

Der in das oberste Strahlrohr eingeführte Dampf strömt aus demselben durch die Oeffnungen *c' d'* (siehe Fig. 70) aus, in die oberste Kammer expandierend, sodann durch Oeffnungen *a' b'* in der Nähe der Welle *f* in das nächste Strahlrohr ein, darauf durch die äusseren Oeffnungen *c' d'* aus und in die zweite Kammer ein, von dieser in das dritte Strahlrohr usw.

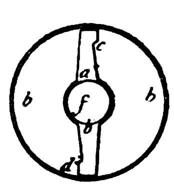


Fig. 70.

Der Aufbau dieses vielstufigen Reaktionsrades war der gleiche wie derjenige der von denselben Konstrukteuren erfundenen und weiter unten eingehender beschriebenen vielstufigen Reaktions-

turbine. Die letztere unterscheidet sich von der Parson'schen Turbine im wesentlichen nur durch die vertikale Lagerung des Turbinenrades. Es gebührt somit Real und Pichon das Verdienst, zuerst die vielstufige Expansion des Dampfes in den Dampfturbinenbau sowohl für die Reaktionsräder als auch für die Reaktionsturbinen eingeführt bezw. vorgeschlagen zu haben, so dass für Parsons nur die Priorität der praktischen Durchführung dieses Prinzips oder der ersten Ausführung brauchbarer vielstufiger Reaktionsturbinen übrig bleibt.

2. Reaktionsrad von Leroy. 1838—40.

Um die Energie des Dampfes besser auszunützen, sind mehrere Strahlrohre *a*, *a'*, *a''* untereinander angeordnet (siehe Fig. 71), deren jedes von einem Gehäuse umschlossen wird. Die Enden derselben bewegen sich in ringförmigen Rinnen *b*, *b'*, *b''*

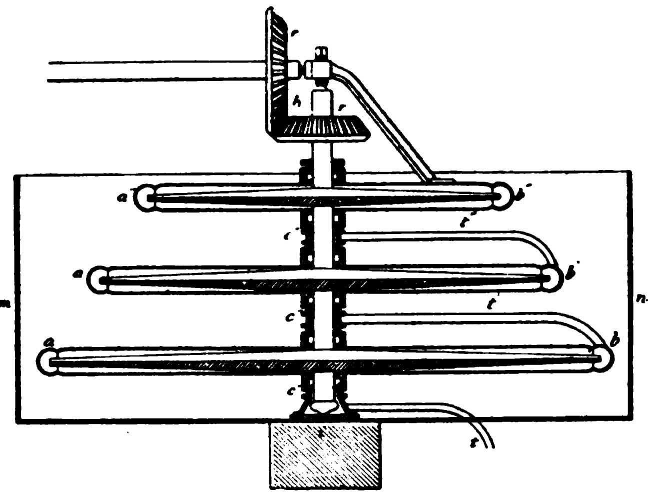


Fig. 71.

von sehr kleinem Durchmesser. Die Länge der Strahlrohre nimmt vom Eintritt des Dampfes unten bis zum Austritt desselben oben ab, oder umgekehrt. Die ganze Vorrichtung wird von einem doppelwandigen Kasten *m n* umhüllt, dessen Hohlraum mit Holzasche oder Sägespänen angefüllt ist.

Der Dampf strömt durch Rohr *t* und durch Kammer *c* der vertikalen Welle in das Strahlrohl *a* ein und von dort durch die kleinen Ausströmungsdüsen in entgegengesetzter Richtung aus, sodass das Strahlrohr *a* und damit das ganze System sich dreht.

Der in dem Gehäuse *b* eingeschlossene Dampf, welcher mit der Geschwindigkeit des Strahlrohres strömt, entweicht durch das Rohr *t'*, tritt in die zweite Kammer *c'* und dann in das zweite Strahlrohr *a'* ein und bewirkt durch Ausströmen aus den Ausströmungsdüsen eine Drehung in demselben Sinne wie bei dem ersten Strahlrohr. Da er jedoch eine geringere Geschwindigkeit besitzt, als wenn er direkt aus dem Kessel kommt, so muss man ihn, um eine Arbeitsleistung von ihm zu erhalten, am Ende eines kürzeren Strahlrohres als das erste wirken lassen. Genau so verhält es sich mit dem Strahlrohr *a''* usw. bis zum Auspuff des Dampfes in die Atmosphäre oder in den Kondensator.

3. Reaktionsrad von Dumoulin. 1884.

Der Arbeitsgang dieser Reaktionsmaschine (Fig. 72 u. 73) stimmt in der Hauptsache mit dem der mehrstufigen Maschine von Real und Pichon überein, ist aber verwickelter; denn jedes Reaktionsrad D_1, D_2, das statt eines Strahlrohrs zwei diametralstehende, in der Mitte mit einander kommunizierende, gebogene Strahlrohrpaare *(a, b, c)* besitzt, erhält noch ein gleichgeformtes Rad, dessen in der Mitte kommunizierende Strahlrohrpaare *a' b' c'* den aus den wirksamen Strahlrohrpaaren ausgeströmten Betriebsdampf aus den schmalen, beide Teile das Doppelrades umschliessenden Kammerteilen *I I I* vom Umfang zur Welle *O O* und von dort dem arbeitenden Strahlrohrpaar des nächsten Doppelrades zuführen: dessen zweites Strahlrohrpaar leitet in derselben Weise den expandierten Dampf dem dritten Doppelrad zu usw., bis der Dampf aus dem nicht arbeitenden Strahlrohrpaar des letzten Doppelrades durch das Auspuffrohr ins Freie oder in den Kondensator gelangt.

Die arbeitenden Strahlrohrpaare, deren Form aus Fig. 73 zu ersehen ist, stehen, wie Fig. 72 zeigt, durch den ringförmigen Zuleitungskanal *u u*, die nicht arbeitenden Strahlrohrpaare durch einen gleichen ringförmigen Ableitungskanal *v v* mit einander und diese letzteren direkt mit dem ringförmigen Zuleitungskanal *u u* jedes folgenden Doppelrades in Verbindung. Die dadurch bedingte Strömungsrichtung des Dampfes wird durch die eingezeichneten Pfeile deutlich angezeigt.

Das ganze Reaktionsrädersystem ist von einem aus mehreren schmalen Kammern *I I I* für die einzelnen Räder bestehenden Gehäuse *e' e'* umschlossen und dreht sich mit der gemeinsamen Welle *O O*, auf welche die einzelnen Doppelräder fest aufgekeilt

sind. Die Trennungswände des feststehenden Gehäuses werden durch Dichtungsringe aus Stahl $x\,x$, aus Bronze $y\,y$ und Gummi $z\,z$ gegen die Reaktionsräder abgedichtet, damit der Dampf nur durch die Leitungskanäle von der einen in die andere Kammer gelangen kann.

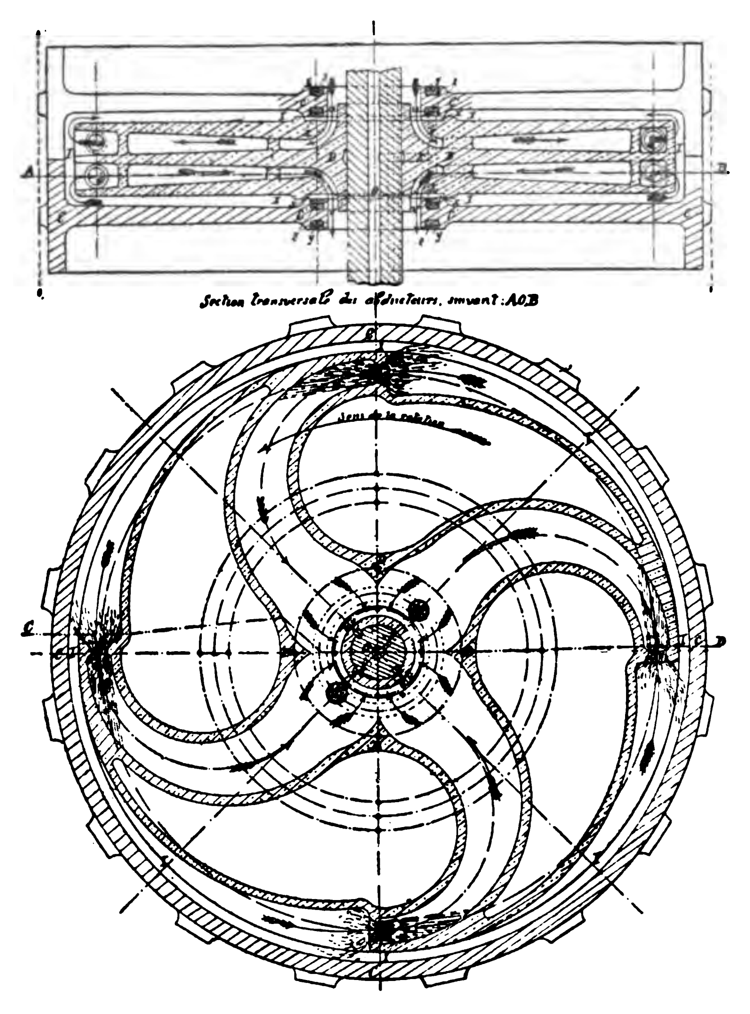


Fig. 72 u. 73.

Um ferner eine Kondensation des Betriebsdampfes in den Strahlrohren und in den sie umschliessenden Kammern zu verhindern, erhält der Mantel sowie Boden und Deckel des Gehäuses einen mit direktem Kesseldampf beheizbaren Dampfmantel,

so dass man den Betriebsdampf während der stufenweisen Expansion beheizen und sogar überhitzen kann, indem man stetig mehr Wärme zuführt als in Arbeit umgewandelt wird.

Die Dampfzufuhr, welche aus der Speiseleitung des Kessels in den ringförmigen Zuleitungskanal des ersten Reaktionsrades erfolgt, wird durch einen auf die Speiseleitung gesetzten Regulator geregelt.

4. Reaktionsrad von Howden und Hunt. 1889.

Die wirksamen Strahlrohre sind von einem Gehäuse *A* umschlossen, das durch Scheidewände A_1 und A_2 (Fig. 74 u. 75) in

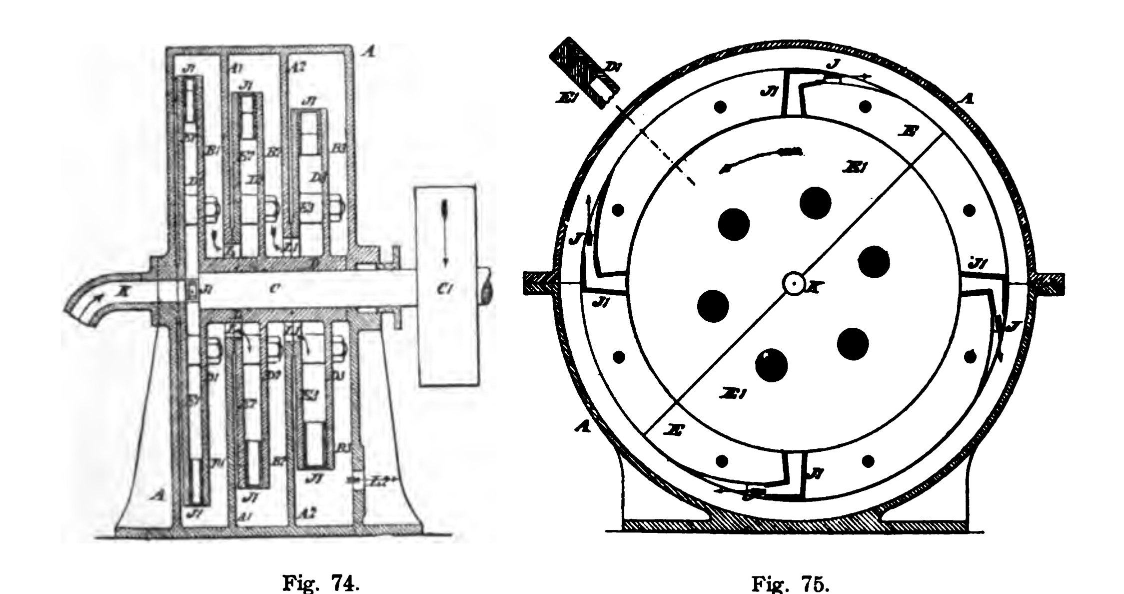


Fig. 74. Fig. 75.

drei Kammern B_1, B_2 und B_3 geteilt wird und werden von auf der Welle *c* aufgekeilten Scheiben D_1 D_2 D_3, von mit den letzteren verschraubten Scheiben E_1, E_2 und E_3 und einem beide Scheiben umschliessenden Ring *J* gebildet, durch den die Düsen J_1 J_1 in die einzelnen Kammern einmünden. Der durch die hohle Welle bei *K* eingeführte Dampf gelangt in das erste Strahlrohr und dreht beim Ausströmen durch seinen Rückdruck das Rad in der Richtung des eingezeichneten Pfeiles; sodann

strömt er aus der ersten Kammer durch Oeffnungen L in das zweite Strahlrohr, von dort in die zweite Kammer und aus letzterer durch Oeffnungen L_1 in das dritte Strahlrohr und in die dritte Kammer und aus dieser durch Oeffnung L_2 ins Freie oder in den Kondensator.

Wie aus Fig. 74 zu ersehen ist, nimmt die Länge der Hebelarme der einzelnen Strahlrohre vom ersten zum dritten ab, so dass die Umfangsgeschwindigkeiten derselben mit abnehmender Spannung und Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes der Reihe nach kleiner werden. Die Entspannung erfolgt in drei Stufen, einer Hochdruck-, Mittel- und Niederdruckstufe.

5. Reaktionsrad von Parsons. 1893.

Der bei B eintretende Dampf strömt durch die Löcher C^1 und C^2 in das erste Strahlrohr A_2 und aus diesem durch die Mündungen a_2 a_2 in die erste Kammer des das System der Strahlrohre umschliessenden Gehäuses. Aus dieser Kammer gelangt der Dampf durch einen ringförmigen, um die Welle C herum-

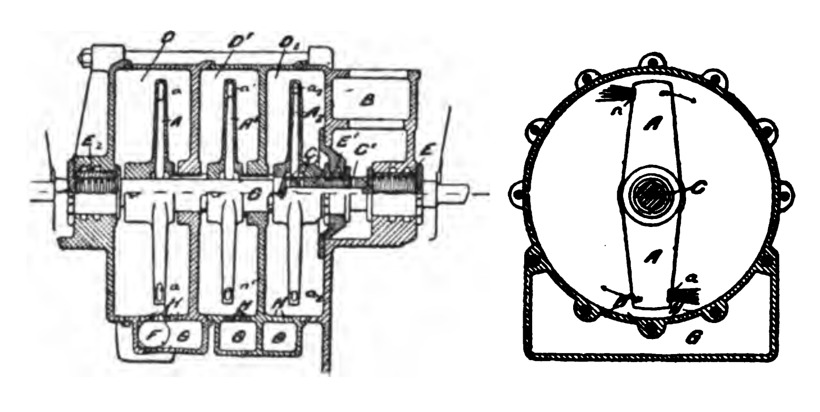


Fig. 76. Fig. 77.

führenden Kanal in das zweite Strahlrohr A_1 usw. bis zur letzten Gehäusekammer D, aus welcher er durch Auspuffkanal F entweder direkt oder erst nach Abgabe seiner lebendigen Kraft an ein Turbinenrad abfliesst. Die Abdichtung der Welle C in den beiden Lagern erfolgt durch eine Reihe von Dichtungsringen E^1 E_2. Das in den Kammern D_1 D_2 sich niederschlagende Kondenswasser wird in den mit Durchbohrungen H versehenen Wasser-

säcken G G gesammelt. Der Dampf expandiert von einem Strahlrohr zum anderen der Reihe nach in die Kammern D_2 D_1 D.

10. Reaktionsrad von Scherrer. 1900.

Die Konstruktion dieses mehrstufigen Reaktionsrades ist im Prinzip dem eben beschriebenen Reaktionsrade von Dumoulin gleich, aber einfacher, da statt der diametralen Strahlrohrpaare nur je ein arbeitender und ein nicht arbeitender Strahlrohrarm für die einzelnen Doppelreaktionsräder gewählt ist. Das Treibmittel wird hier ebenso wie dort aus einer Kammer in die andere in einer zur Gehäusewand tangentialen Richtung ab- bezw. zugeführt, so dass das Treibmittel innerhalb einer Kammer immer dieselbe Bewegungsrichtung beibehält. Im Gegensatz zur Vorrichtung von Dumoulin wird hier die wagerechte kurze Kanäle besitzende Motorwelle *a* als Umgangsleitung für den expandierten Dampf benutzt, wie aus Fig. 78 bis 80 ersichtlich ist.

Dieselbe ist in dem zweiteiligen Kasten bezw. Zylindergehäuse *b* in Stopfbuchsen *c* gut abgedichtet gelagert und trägt die einzelnen Reaktionsräder, welche aus halbkreisförmig gebogenen Röhren oder hohlen Armen *d* und *e* bestehen. Dieselben liegen in verschiedenen Ebenen nebeneinander und bilden zusammen eine S-Form, sind aber durch eine Zwischenwand *k* des Zylindergehäuses *b* von einander getrennt. Die Verbindung zwischen den beiden Röhren eines jeden Rades bezw. deren Dampfräumen wird durch Kanäle *l* hergestellt. Das Rohr *d* bewegt sich im Raume *h*, das Rohr *e* im Raume *i*. Die Verbindung des Raumes *i* mit dem nebenliegenden Raum *h* des folgenden Elementes wird durch je einen im Innern der Welle *a* angeordneten kurzen Kanal *f* hergestellt.

Die Kanäle *l* befinden sich in einer am Zylindergehäuse *b* seitlich angegossenen Kammer *m*, so dass die Röhren *d* und *e* sich frei an derselben vorüber bewegen können. Der aus dem Arm *d* in den Raum *h* strömende Dampf tritt entlang der Zylinderwand schliesslich in einer zu dieser Wand tangentialen Richtung bei *l* aus, behält also im Gehäuse stets dieselbe Bewegungsrichtung bei, mit welcher er den Arm *d* verlässt. Durch den Kanal *l* strömt der Dampf sodann in den nebenliegenden Raum *i* in einer zur Zylinderwand tangentialen Richtung ein und verfolgt seinen Weg entlang der Zylinderwand, bis er in den Arm *e* eintritt, verharrt also auch im Raume *i* stets in derselben Bewegungsrichtung, mit der er in den Arm *e* einströmen muss.

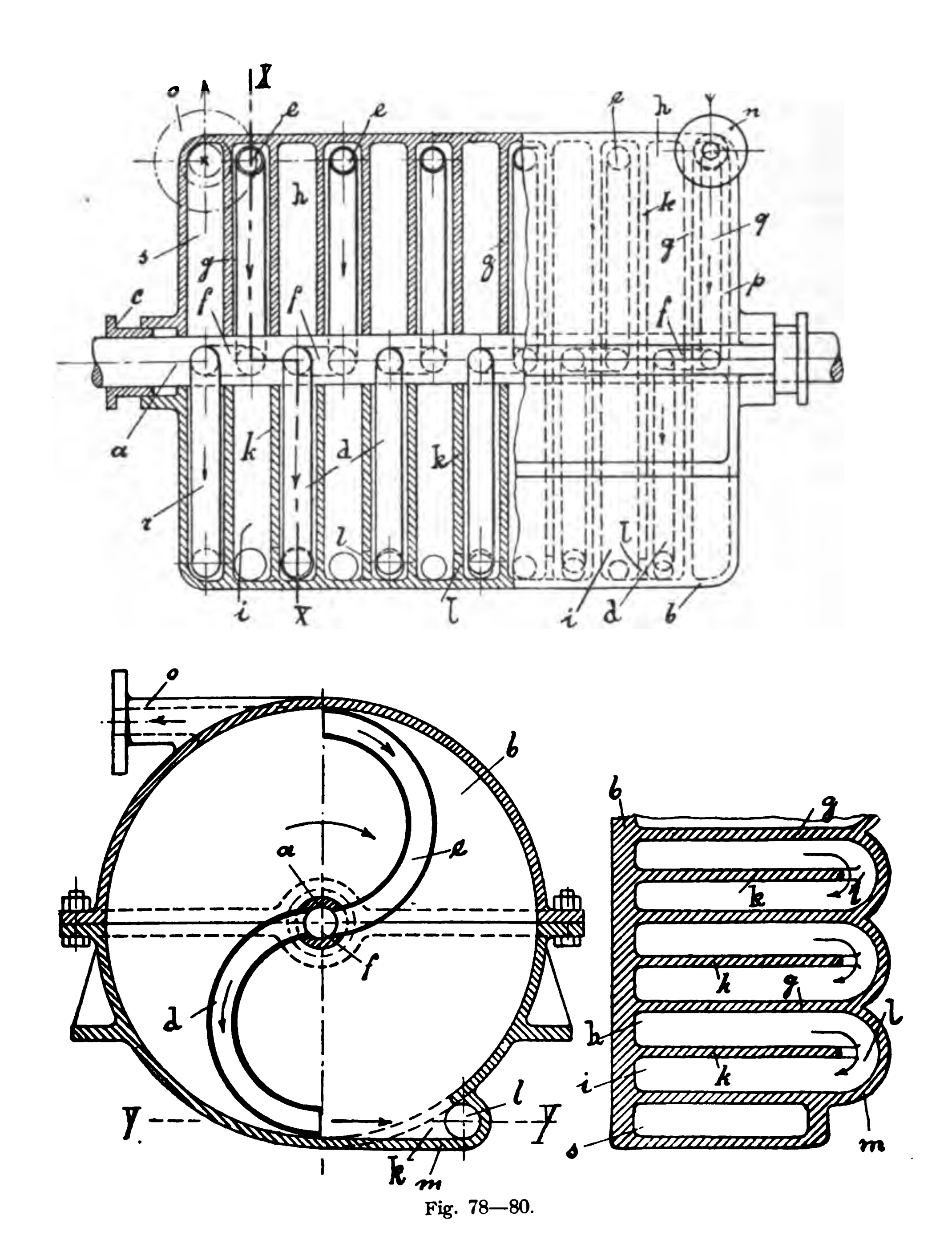


Fig. 78—80.

Die Reaktionsarbeit wird beim Ausströmen aus den Armen *d* geleistet. Da dabei die Geschwindigkeit des expandierenden Dampfes allmälig kleiner wird, muss deshalb, um dasselbe Dampfquantum in derselben Zeit durchzulassen, der Querschnitt der Röhren *d* und *e* allmälig grösser werden. Am Ende des gesamten Weges strömt der Dampf durch das Auspuffrohr *r* in den Raum *s*, welcher durch Stutzen *o* mit den Kondensator oder mit der Aussenluft in Verbindung steht. Die Anzahl der Armpaare richtet sich teils nach der Anfangsspannung des Dampfes, teils nach der gewünschten Umdrehungszahl der Maschine.

Schlussbemerkung.

Soweit mir bekannt ist, wurde ein mehrstufiges Reaktionsrad der hier beschriebenen Typen überhaupt praktisch noch nicht erprobt oder ausgeführt, so dass auch mit Einschluss dieser Typen die am Schlusse des vorigen Kapitels gemachte Aeusserung Geltung behält, dass das Lavalsche Reaktionsrad auf diesem Gebiete als der einzige wirkliche technische Erfolg anzusehen ist.

V. KAPITEL.

Einstufige Aktionsturbinen.

1. Dampfturbine von Branca. 1629.

Während die Reaktionsräder, in denen die Energie des Dampfes durch den Gegendruck des strömenden Strahles (Reaktionsprinzip) in mechanische Arbeit umgesetzt wird, in der von Laval im Jahre 1883 gebauten, zur Kraftübertragung eine Reibungskuppelung hohen Uebersetzungsverhältnisses benutzenden Maschine ihren Höhepunkt erreicht und in den letzten Jahrzehnten weitere Fortschritte nicht aufzuweisen haben, hat die zweite Methode der Umsetzung der Strömungsenergie des Dampfes durch Stoss (Aktionsprinzip) in den Dampfturbinen, deren Bau demjenigen der Wasserturbinen ähnlich ist, in der Hauptsache erst durch die Erfolge, welche ebenfalls Laval einige Jahre später (1889) mit seiner Aktionsturbine (Einradturbine) erzielt hat, zu einer ganz neuen und ungeahnten Entwickelung des Dampfturbinenbaues in

dem letzten Jahrzehnt geführt. Die dadurch überholten Reaktionsräder wurden ganz verdrängt und zum alten Eisen geworfen.

So plötzlich und überraschend diese beispiellos rasche Entwickelung des Dampfturbinenbaues in wenigen Jahrzehnten auch erscheinen mag, so ist der Grundstock und die Grundlage, auf welche sich die modernen Konstrukteure stützen konnten, nicht von heute zu morgen geschaffen, sondern ebenso wie beim Dampfreaktionsrade von lange her durch die emsige, stetig vorschreitende Arbeit von Erfindern, Konstrukteuren und Theoretikern allmälig vorbereitet worden. Allerdings sind die älteren Arbeiten auf diesem Gebiete infolge der grossartigen technischen Erfolge, welche die Dampfmaschinen und die Elektrizität, deren vielgestaltige und blendende Tochter, im neunzehnten Jahrhundert durch eine immer die andere Erfindung überholende Entwicklung brachten, nur wenigen Ingenieuren, in weiteren technischen Kreisen aber ebenso wenig wie bei den Laien bekannt geworden. Und doch ist in diesen älteren Arbeiten, welche von den neuesten Errungenschaften bezüglich der Grundlagen kaum, in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht dagegen weit überflügelt worden sind, eine grosse Summe geistiger Arbeit und erfinderischen Schaffens enthalten und niedergelegt worden, so dass ein Eingehen auf dieselben auch heute noch dem Fachmanne Anregung und Belehrung bietet und sich als fruchtbringend und lohnend erweist.

Wie in Wissenschaft und Technik überhaupt die Schaffung der ersten Grundlagen von höchster Bedeutung ist und ihre Aufstellung, je einfacher diese Grundlagen sind, um so grössere Schwierigkeiten dem forschenden und schaffenden Drange des Menschen bereitet, ebenso dürfte dies auch für die Auffindung des Grundprinzips der Dampfturbinen gelten. Wenigstens sind über anderthalb Jahrtausende verflossen, ehe man über das Reaktionsrad Hero's hinausgelangte und auf den Gedanken kam, statt des Rückdrucks des ausströmenden Dampfstrahls die Druckwirkung des ausgeströmten Dampfstrahls zur Erzeugnng mechanischer Arbeit zu verwenden. Diesen hochwichtigen Schritt, welcher, da ja den Alten Wasserräder und Dampfturbinen in den verschiedensten Formen bekannt waren und dabei von ihnen sowohl das Reaktions- wie auch das Aktionsprinzip benutzt worden ist, nach der Erfindung des Hero'schen Reaktionsrades eigentlich recht nahe gelegen hätte, hat aber geschichtlich sicher nachweisbar erst Giovanni Branca im Jahre 1629 getan, wenn auch einige ältere Ansätze dazu bereits vor ihm vorhanden sind.

Wichtig in dieser Hinsicht und einen Fortschritt über das Reaktionsrad Hero's hinaus darstellend ist die Benutzung der Aeolipile zum Bratenwenden in der Weise, dass man, wie Fig. 81 erkennen lässt, den Dampf gegen ein Schaufelrad (Laufrad) blasen liess, das einen Bratspiess in Drehung versetzte. Hierdurch ist das Prinzip der Aktionsturbine, wie es in den Dampfturbinen des Lavaltypus zur praktischen Anwendung gelangt, klar und deutlich festgelegt.

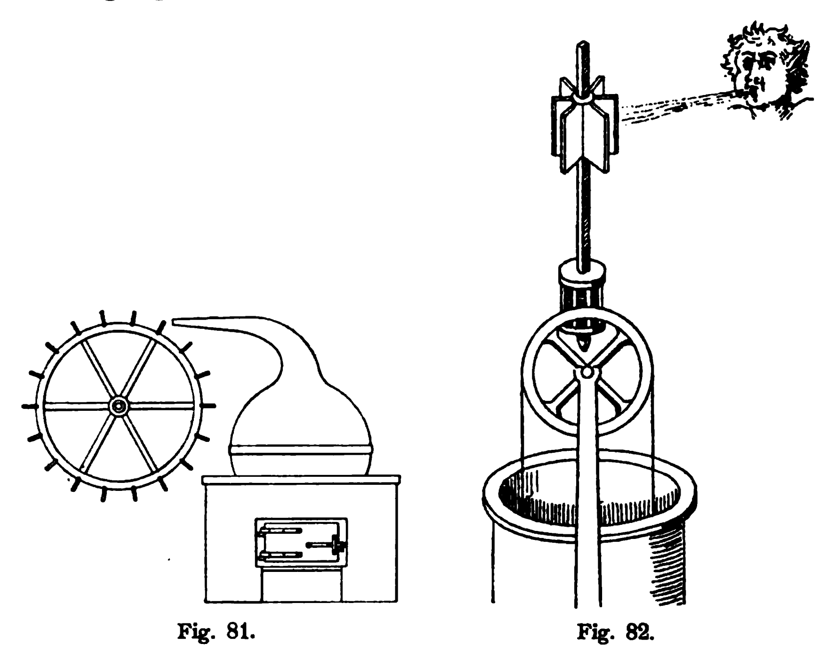


Fig. 81. Fig. 82.

Hierher gehört auch meiner Ansicht nach die in Fig. 82 abgebildete Vorrichtung zum Antrieb eines Ziehbrunnens mit zwei Eimern. Diese aus dem Werke von Th. Beck „Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues" S. 288 entnommene Abbildung stammt aus dem Notiz- oder Skizzenbuch des Ingenieurs Marianus Jacobus, genannt Taccola, welcher im 15. Jahrhundert als Erfinder grossen Ruf genoss und von seinen Zeitgenossen als der Archimedes von Siena gepriesen wurde. In dieser allerdings ziemlich rohen Konstruktion finden sich Vorgelege und Seilantrieb zu dem beabsichtigten Zweck vereint; dieselbe unterscheidet sich ausserdem von den beiden Vorrichtungen in Fig 6 u. 83 noch dadurch, dass die Drehachse nicht horizontal, sondern vertikal ist, und stimmt im Prinzip mit der in Fig. 2, S. 7 abgebildeten

Aktionsdampfturbine überein, welche von dem Erbauer der Kirche zu Loretto, Giovanni Branca, im Jahre 1629 neben anderen mechanischen Vorrichtungen in dem Werke „Le Machine diverse" des Signor Giovanni Branca, cittadino Romano, Ingegniero, Architetto della Sta. Casa di Loretto MDCXXIX veröffentlicht worden ist.

Der in einem Kessel erzeugte Dampf wird hier gegen die Schaufel eines horizontalen Laufrades geblasen und dadurch letzteres schnell um seine vertikale Achse gedreht, welche ihre Bewegung mittels Triebstockverzahnung auf ein kleines, zum Farbenzerkleinern für Apotheker dienendes Stampfwerk überträgt.

Besonderer Wert ist von Branca auf die Konstruktion des Vorgeleges oder die Zwischenübersetzung gelegt worden, durch welche die Kraft auf die Arbeitswelle übertragen wird. Die Zwischenübersetzung erfolgt mittels sogenannter Triebstockverzahnung. Die Welle des kleinen, durch den Stoss des freien Dampfstrahls gedrehten Schaufel- oder Laufrades greift mittels eines kleinen Triebrades in ein grösseres rechtwinklig dazu stehendes Triebrad ein und dreht letzteres mit wesentlich geringerer Umlaufszahl, als das Laufrad besitzt; die Welle dieses Triebrades dient als Motorwelle und setzt ein kleines Stampfwerk mittels Hebedaumen in Bewegung, Da nun bei kleinen Kräften, um welche es sich ja bei Branca nur handelt, die Triebstockgetriebe an und für sich für grosse Umdrehungszahlen anwendbar und seit jeher im Gebrauch gewesen sind, so weist die Wahl dieser Uebersetzung ins Langsame bei der Dampfturbine Branca's in unanfechtbarer und kaum zu Zweifeln Anlass gebender Weise darauf hin, dass das Laufrad seiner Dampfturbine eine verhältnismässig hohe Umlaufsgeschwindigkeit und grosse Umdrehungszahl besessen haben muss. Da auch bei Laval für die Zwischenübersetzung Zahnräder und zwar solche mit schrägen Winkelzähnen zur Aufhebung der seitlichen Schubkräfte benutzt werden, so kann, weil bei Branca durch die Stirnbeaufschlagung die seitlichen Schubkräfte vermieden sind, die Zwischenübersetzung mittels einfacher Triebstockräder der Laval'schen Zwischenübersetzung mittels Winkelzähne als prinzipiell gleichwertig an die Seite gestellt werden.

Diese Ansicht ist um so berechtigter, als nach der Originalzeichnung Branca's, wie Sosnowski berichtet, eine mehrfache Uebersetzung mittels Schnecken- und Schraubenrädern benutzt ist

und demgemäss die Geschwindigkeit des Branca'schen Turbinenrades eine sehr hohe gewesen sein muss.

Man darf eben bei Würdigung der Leistungen, welche ältere und jüngere Erfinder und Konstrukteure erreicht haben, sich nicht durch die Grösse der modernen Maschinen und den höheren wirtschaftlichen und praktischen Erfolg derselben blenden lassen und allein danach die Verdienste derselben abschätzen, sondern muss auch in Rechnung ziehen, dass früher die Materialbearbeitung und Werkzeugfabrikation noch auf einer unvollkommenen Stufe stand und daher das Material, das zur Beherrschung der grössten Geschwindigkeiten von Einrad-Dampfturbinen unbedingt erforderlich ist, garnicht vorhanden war.

Es handelt sich hier um Umfangsgeschwindigkeiten von 300 bis 500 m in der Sekunde, sofern ein guter Wirkungsgrad erhalten werden soll. Räder, die mit einer so hohen Geschwindigkeit laufen können, lassen sich jedoch nur mit den allermodernsten Hilfsmitteln der Technik herstellen, weil hierbei ungewöhnlich hohe Materialbeanspruchungen auftreten. Dem modernen Konstrukteur kommen somit die grossartigen Erfolge, welche die moderne Werkzeugfabrikation und Materialbearbeitung mittels erstklassiger Werkzeugmaschinen erzielt hat, zu gute und verschaffen seinen Maschinen von vornherein ein Uebergewicht über die älteren, nur mit unvollkommenen technischen Hilfsmitteln hergestellten Vorrichtungen gleicher Art. Es ist daher nicht mehr als billig, wenn man bei derartigen Beurteilungen auch den prinzipiellen Fortschritt ins Auge fasst und feststellt, worin denn in dieser Hinsicht die Mehrleistung der modernen Turbinenbauer ihren Vorgängern gegenüber liegt. Dann gewinnt man indessen ein etwas anderes Bild und findet, dass in der ersten Maschine von Branca die wesentlichsten Grundzüge der Dampfturbinen in typischer Weise verkörpert oder teilweise im Keime bereits enthalten sind.

Bemerkenswert ist bei Branca die nahezu tangentiale Stirnbeaufschlagung des Schaufelkranzes, auf welche neuerdings Riedler und Stumpf bei ihren grossen Einradturbinen zurückgegriffen haben. Hierdurch wird der achsiale Schub des Rades vermieden, während bei der seitlichen Beaufschlagung, welche Laval benutzt, die Achsialdrücke schädlich wirken und durch besondere technische Hilfsmittel ausgeglichen oder aufgehoben werdeu müssen.

Die Strahldüse, welche von Laval und seinen Nachfolgern zu grosser Vervollkommenheit ausgebildet ist, ist in primitivster

Form auch schon bei Branca vorhanden, wie aus der Zeichnung zu ersehen ist.

Berücksichtigt man ferner den Umstand, dass die Branca'sche Dampfturbine tatsächlich ausgeführt und für technische Kleinbetriebe wirklich benutzt worden ist, so kann man den Brancatypus trotz seiner Unvollkommenheit doch umsomehr als würdigen Vorläufer der Lavalturbinen schätzen und bewerten, als die durch direkten Dampfstoss getriebene Einraddampfturbine in dem langen Zeitraume von Branca (1629) bis auf Laval (1889) in Wahrheit nur zweimal, nämlich von Ewbank (1841) und Pilbrow (1843), wieder in Angriff genommen ist. Denn von den beiden hier allenfalls noch zu erwähnenden Konstruktionen von Roch (1862) und Melvill Clark (1876) gehört die erstere streng genommen zu den Kapselwerken, die zweite dagegen zu den Reaktionsrädern; alle übrigen Dampfturbinen aber, welche nach Branca bis auf Laval vorgeschlagen oder gebaut sind, gehören, soweit sie nicht unter den Typus der Reaktionsräder fallen, zu den sogenannten Kapselwerken oder zu den Reaktionsturbinen mit Leit- und Laufrädern, zu den Kompoundturbinen bezw. zu den mehrstufigen Expansionsturbinen.

Die Ursache für einen derartigen Stillstand oder langsamen Fortschritt in der Ausgestaltung und technischen Umgestaltung der reinen Aktionsturbine mit einstufiger Dampfausnutzung dürfte, wie schon oben erwähnt wurde, lediglich in dem Umstande begründet sein, dass die Schwierigkeiten, welche die ausserordentlich hohen Umlaufsgeschwindigkeiten und Umdrehungszahlen der technischen Ausführung der Maschine bereiteten, schon bei kleinen Abmessungen erheblich und bei grösseren Maschinen für industrielle Betriebe mit den derzeitigen Materialien und technischen Hülfsmitteln nicht überwindbar waren.

2. Dampfturbine von Ewbank. 1841.

Die in Fig. 83—85 veranschaulichte Dampfturbine von Ewbank, welche im grossen und ganzen eine technisch weiter vervollkommnete und ausgebildete Turbine nach dem Brancatypus darstellt, unterseheidet sich von der letzteren hauptsächlich durch drei, einen wichtigen Fortschritt darstellende Aenderungen. Die beiden ersten Aenderungen bestehen darin, dass die bei den Dampfmaschinen damals bereits erprobte Regelung der Dampfzufuhr mittels Schwungkugelregulators und die als wirtschaftlich erkannte Kondensation des Auspuffdampfes auf die

Dampfturbine übertragen wurden; die dritte von Laval ebenfalls übernommene Aenderung besteht darin, dass die den Dampfstrahl tangential auf den Umfang des Schaufel- oder Laufrades richtende Dampfdüse bis dicht an den in einem geschlossenen Gehäuse sich drehenden Schaufelkranz herangeführt ist, so dass ein geschlossener Dampfstrahl die einzelnen Schaufeln beim Vorübergang vor der Düsenöffnung trifft (Fig. 85).

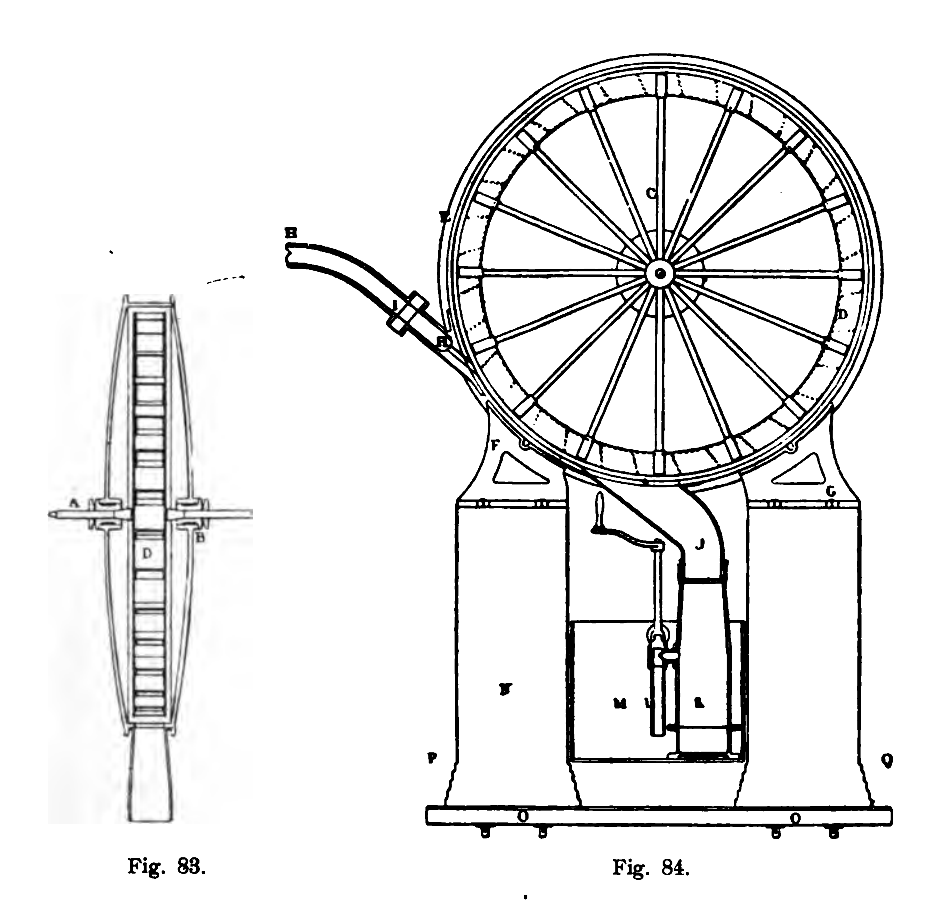


Fig. 83. Fig. 84.

Das Laufrad, das bei Branca frei in der Luft sich bewegte, ist von einem zylindrischen Gehäuse umgeben, das dicht bis an das Laufrad heranreicht, aber dasselbe noch nicht berührt und somit demselben eine freie Bewegung gestattet.

Das Gehäuse steht mit einem Kondensator in Verbindung, so dass die Drehung des Laufrades in einem Vacuum erfolgt und demnach der Reibungswiderstand des schnell rotierenden

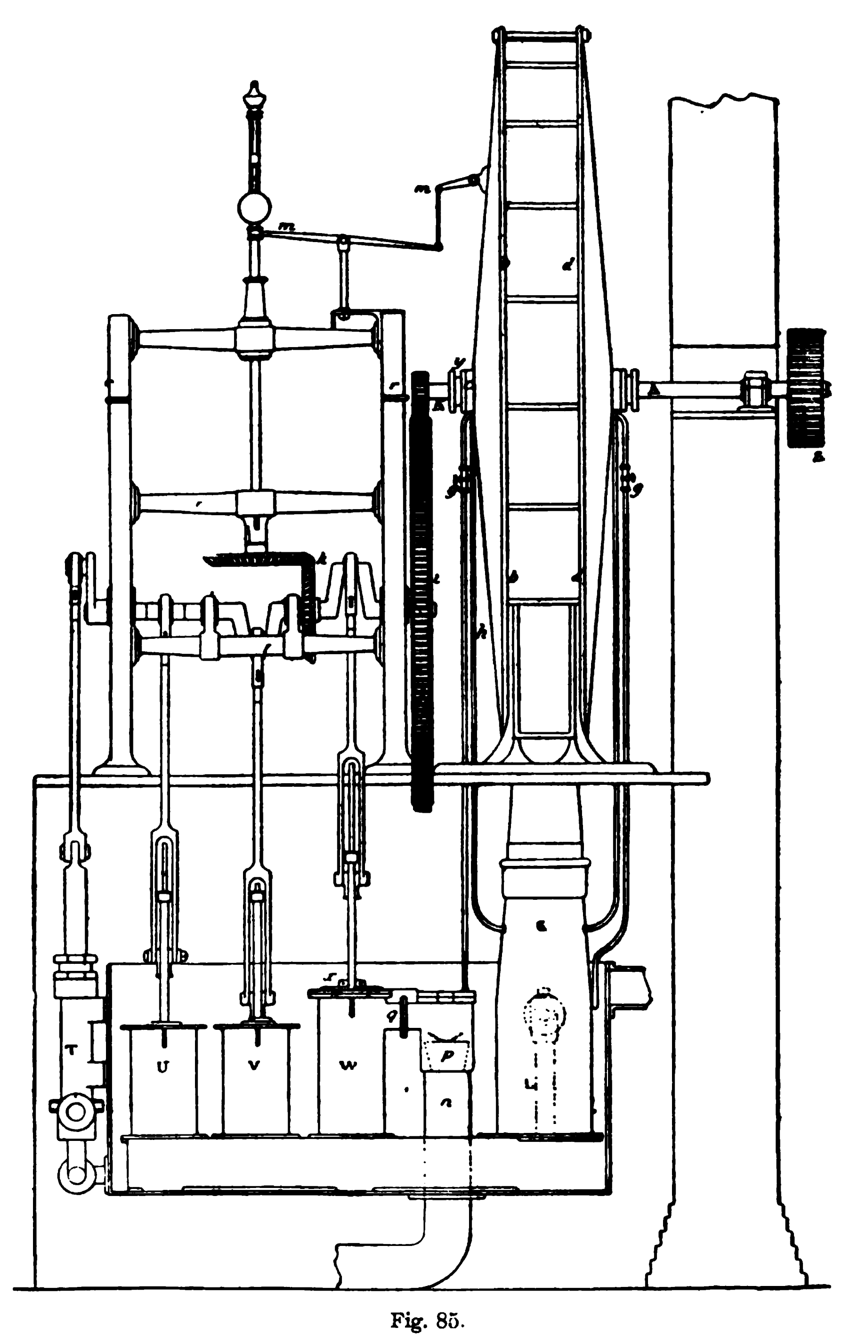


Fig. 85.

Laufrades an dem umgebenden Medium kleiner als wie bei der Drehung in der Atmosphäre wird.

Der Schaufelkranz ähnelt demjenigen eines unterschlächtigen Wasserrades. Die Richtung der Schaufel kann radial oder ein wenig gegen den Radius des Rades geneigt sein, wie in Fig. 84 durch die gestrichelten Linien angedeutet ist.

Der Dampf tritt durch Speiseleitung *H*, Ventil *J* und Strahldüse *H'* ein, deren Querschnitt nach der Darstellung in den Fig. 83 u. 84 ein schmaler, rechteckiger Spalt ist. Die gleiche Form der Strahldüse wird heute bei den Einradturbinen von Riedler und Stumpf benutzt, wie weiter unten dargelegt werden wird. Der auf die Schaufeln aufstossende und sie umtreibende Dampfstrahl tritt in das Innere des festen Gehäuses *E* und entweicht durch Leitung *J* zum Kondensator *K*.

Das Laufrad bewegt sich anfangs langsam, da die im Gehäuse *E* enthaltene Luft einen beträchtlichen Reibungswiderstand und einen Gegendruck bedingt; sobald jedoch dieselbe von dem strömenden Dampf in den Kondensator *K* getrieben und aus letzterem durch Luftpumpen *U*, *V*, *W* (Fig. 85) oder Auslassventile in derselben Weise wie bei den Kondensatoren der Dampfmaschinen herausgeschafft ist, erhält das Laufrad eine sehr rasche Drehung, welche um so schneller wird, je vollkommener das Vacuum durch das in den Kondensator eingeführte Kühlwasser gemacht wird.

Die Welle *A* des Schaufelrades *D* dreht sich in seitlichen Lagern, trägt rechts ein Zahnrad *z* zur Uebertragung der Kraft auf die Triebwelle, links ein kleineres Zahnrad, wodurch das Zahnrad *l* und die auf dessen Welle befindlichen Kurbeln der Pumpen *T*, *U*, *V*, *W* und das den Schwungregulator drehende Kegelrad *k* gedreht werden.

Ob die Turbine von Ewbank, welche im Gegensatz zu derjenigen von Branca eine wagerechte Drehachse besitzt, wirklich ausgeführt worden ist oder nicht, habe ich nicht ermitteln können. Jedenfalls muss man darin die besondere Form und Stellung der Strahldüse, die wagerechte Lagerung der Drehungsachse, die Anordnung des Schwungkugelregulators und die Einführung der Kondensation des Auspuffdampfes als einer gedeihlichen technischen Anwendung fähige Keime zugestehen.

3. Dampfturbine von Pilbrow. 1843.

Ueber diese Dampfturbine berichtet Robert M. Neilson in „The steam turbine“, S. 18 u. ff. Folgendes:

„Der Erfinder scheint über die Expansion und den Stoss des Dampfes nicht unbedeutende theoretische Kenntnisse besessen und ausgedehnte Versuche angestellt zu haben. Beispielsweise hat er gefunden, dass bei Benutzung einer Düse von 9,5 mm Durchmesser, deren Form leider nicht angegeben ist, die lebendige Kraft des in die Atmosphäre ausströmenden Dampfes der Spannung des Kesseldampfes nahezu proportional ist. Durch Versuche mit Spannungen von 0,7 bis 4,22 kg/qcm Ueberdruck und Messen der Stosskraft des Dampfes ergab sich als die beste Entfernung von der Düsenmündung ungefähr ein Abstand von 19,05 mm. Mit einem Kesseldruck von 4,22 kg/qcm fand der Experimentator, dass die gesamte Stossenergie (nicht diejenige auf den Quadratzoll) 0,7733 kg betrug. Pilbrow berechnet hieraus als die geeignetste Geschwindigkeit für die Schaufeln seiner Turbine bei Benutzung eines Kesseldampfes von 4,22 kg/qcm Ueberdruck 381 m in der Sekunde.

Er giebt zu, dass dies eine sehr hohe Geschwindigkeit ist, hofft aber dieselbe praktisch nutzbar machen zu können.

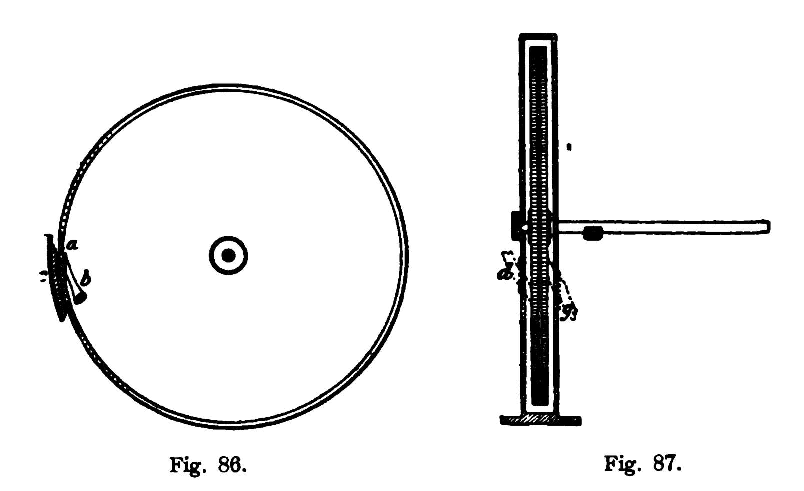


Fig. 86. Fig. 87.

Fig. 86 zeigt eine von Pilbrow vorgeschlagene Einradturbine. Die Damgfdüse *b* liegt an der inneren Seite des Rades und richtet den Dampfstrahl gegen die Schaufeln *a*, wodurch seine Bewegungsrichtung umgekehrt wird. Der Rückdruck des Dampfes bewirkt eine Drehung des Rades.

Fig. 87 zeigt von vorn zwei solche auf dieselbe Welle gekeilte und von derselben Kammer umschlossene Räder. Die Schaufeln der beiden Räder sind entgegengesetzt gerichtet, so dass man durch Beaufschlagung des einen oder des anderen Rades die Drehungsrichtung der Welle umkehren kann. Die

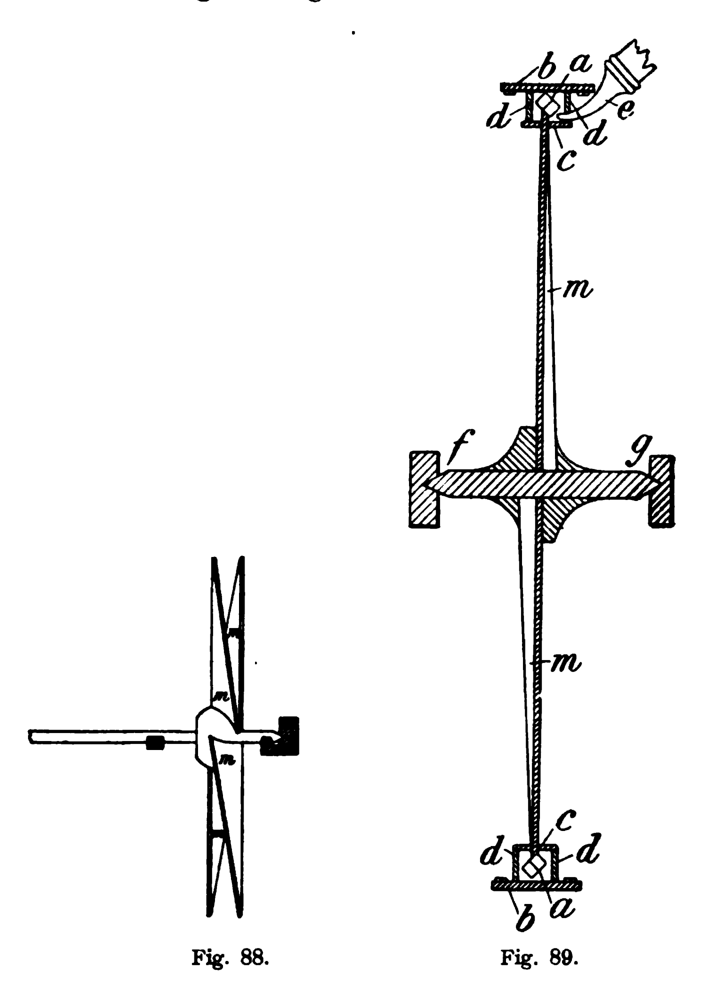


Fig. 88. Fig. 89.

gestrichelt gezeichneten Leitungen *d* und *g* führen den Betriebsdampf zu den beiden entgegengesetzt gerichteten Strahldüsen. Nach Bedarf kann man bald die eine oder die andere Düse arbeiten lassen.

Für Fortbewegung auf dem Lande schlägt der Erfinder vor, eine Luftschraube, welche, wie Fig. 88 zeigt, auf das Ende der Turbinenwelle aufgekeilt ist, zu benutzen.

Fig. 89 veranschaulicht im Schnitt die Verbindung eines Turbinenrades mit einer Luftschraube. *m m* sind Schraubenflügel, und *f g* ist die Welle, auf welcher diese Schrauben- oder Ventilatorflügel sitzen. Ein Rahmen *c* ist mit den Enden der Scheiben *d* verbunden, welche zusammen mit dem Reif *b* eine ringförmige Rinne bilden. Im Innern dieses Ringkanals befinden sich an dem Reifen *c* befestigte Schaufeln *a*, welche von dem durch Düse *e* einströmenden Dampf beaufschlagt werden.

4. Dampfturbine von Délonchant. 1853.

Diese Dampfturbine unterscheidet sich von der Dampfturbine Ewbank's dadurch, dass die Düsen nicht von aussen nach innen, sondern von innen nach aussen die Stirnseite der Schaufeln, also

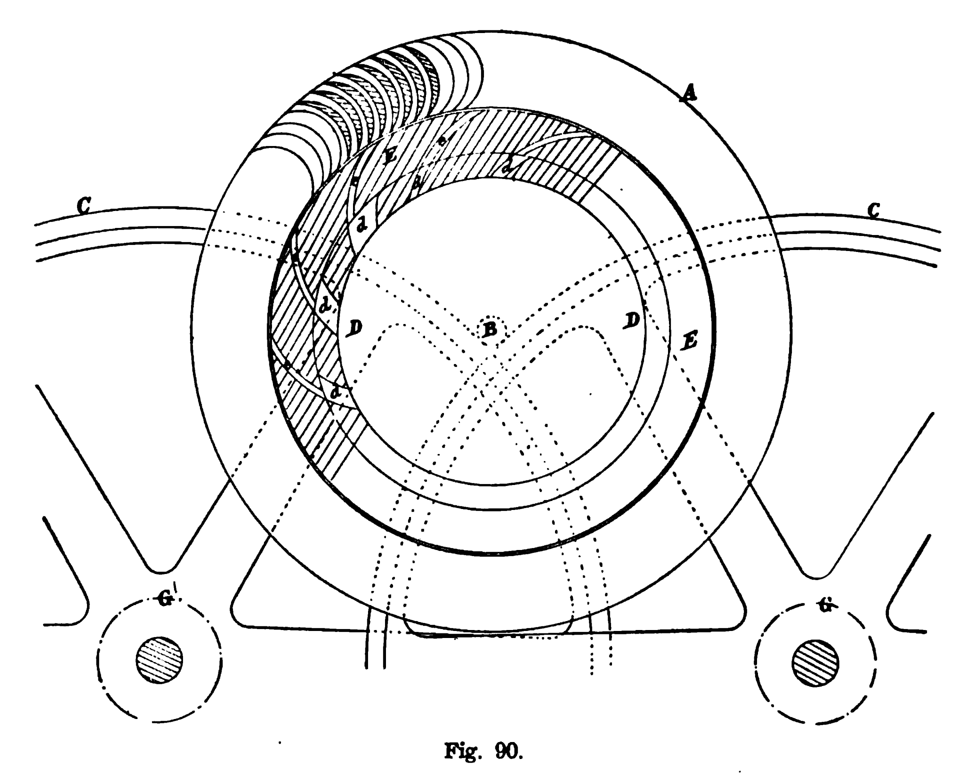


Fig. 90.

die letzteren radial beaufschlagen. Die Schaufeln sind wie bei der Laval-Turbine gekrümmt, so dass der Dampf durch Aktion und Reaktion wirkt. Die Welle *B* des Laufrades *A* (Fig. 90) liegt wagerecht auf zwei Paar Reibungsrädern *C C*, deren Wellen *G G* die Antriebswellen bilden. Die Dampfzufuhr,

welche aus feststehender Dampfkammer *D* durch Oeffnungen *d* und Kanäle *e* auf die Schaufeln des Rades *A* erfolgt, kann mittels drehbaren Ringes *E* eingestellt werden. Die Kanäle *e* sind möglichst tangential gegen die Schaufeln gerichtet.

5. Dampfturbine von Melvill Clark. 1876.

Das Laufrad dieser Dampfturbine besteht aus radialen Flügeln *B*, welche am Ende unter rechtem Winkel nach dem Umfang hin umgeknickt sind, wie Fig. 91 zeigt. Das auf die Welle *A* aufgekeilte Laufrad ist von einem Gehäuse *E* um-

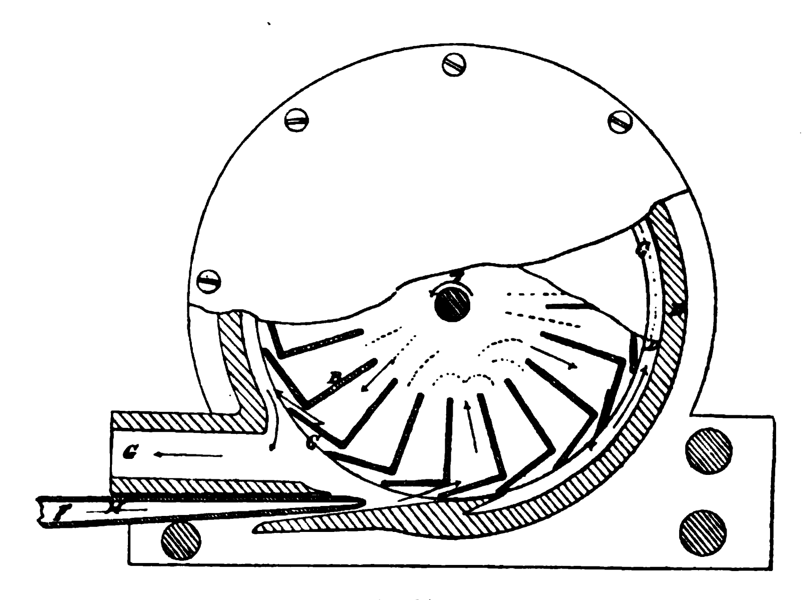


Fig. 91.

schlossen, das durch Leitung *G* mit der Atmosphäre oder dem Kondensator in Verbindung steht. Der durch die Düse *F* ausströmende Betriebsdampt wirkt durch direkten Stoss auf die an der Düsenmündung vorübergehenden Schaufeln, breitet sich sodann im Innern des Laufrades aus und strömt darauf durch die Schaufeln nach dem äusseren Ringraum *D* des Gehäuses *E*, durch seinen Rückdruck das Rad in demselben Sinne wie der Stoss des Dampfstrahles drehend, und von hier durch Leitung *G* aus. Die Turbine wird somit gleichzeitig durch den Stoss und Rückdruck des Dampfstrahls (Aktion und Reaktion) getrieben.

6. Dampfturbine von De Laval. 1889—1895.

Im Gegensatz zu den älteren Aktionsturbinen von Branca, Ewbank und Melvill Clark mit radialer Beaufschlagung wird das Laufrad der Lavalturbine durch vier seitlich angeordnete Düsen besonderer Form achsial beaufschlagt. Der Dampfstrahl durchfliesst zunächst die Düsen (siehe Fig. 3 Seite 10), in denen die

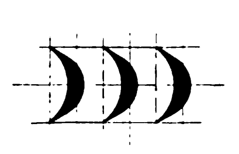


Fig. 92.

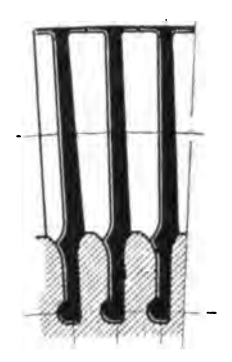


Fig. 93.

Spannkraft der Wärme in Strömungsenergie umgesetzt wird. Diese Düsen erweitern sich dem zunehmenden Dampfvolumen entsprechend, und der Strahl trifft das Rad seitlich bei nur teilweiser Beaufschlagung. Die Schaufelform (Fig. 92) lässt sich für Volumen und Geschwindigkeit des durchströmenden Dampfes nach bekannten theoretischen Formeln und ausgeführten Versuchen mit der Lavaldüse richtig ausbilden, während die nicht arbeitende Rückfläche der Schaufeln zur Führung des Dampfstrahles dient. Die Schaufeln werden in der Regel einzeln gefräst und in die Radkränze eingesetzt (Fig. 93). Die gefrästen Vorsprünge derselben am Aussenrade bilden zusammen mit den Nachbarschaufeln einen geschlossenen Ring, um den Ventilationswiderstand der Stirnseite des Laufrades zu vermindern.

Die Hauptschwierigkeit, welche Laval vorfand und zu überwinden hatte, war die notwendige sehr hohe Umlaufsgeschwindigkeit, die bei den kleinen Radgrössen 3—500 Umdrehungen in der Sekunde, 20—30000 in der Minute beträgt.

Zu der Lösung dieses schwierigen technischen Problems durch den berühmten schwedischen Ingenieur bemerkt Riedler in seinem Vortrage über Dampfturbinen (Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 5. Bd. Jahrg. 1904, S. 252) folgendes: „So hohe Geschwindigkeiten waren früher im Maschinenbau nicht

bekannt, wenigstens nicht für nennenswerte Kraftwirkungen; selbst bei Schleudermaschinen, Ventilatoren usw. und sehr rasch laufenden Spindeln für kleine Leistungen wurden Geschwindigkeiten von sekundlich 100 Umdrehungen selten überschritten.

Laval hat diese hohen Geschwindigkeiten in ihren dynamischen Wirkungen vollständig richtig beherrscht, und zwar durch biegsame Wellen (Fig. 94), die sich nach Ueberschreitung der kritischen Umdrehungszahl auf die jeweilige Schwerpunktslage

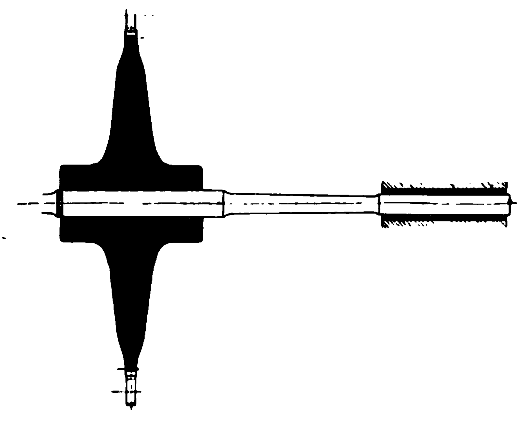


Fig. 94.

des Rades selbsttätig, wie ein Kreisel, einstellen, so dass die Welle mit dem Rade im durchgebogenen Zustande von selbst die dynamische Gleichgewichtslage einnimmt. Laval hat durch richtige Bemessung der Umfangsgeschwindigkeiten und durch diese geniale Beherrschung der dynamischen Schwierigkeiten mit seiner Turbine die schwierige Aufgabe thermisch wie mechanisch in seiner Art vollkommen gelöst.

Eine unmittelbare praktische Verwendung so hoher Drehgeschwindigkeiten ist jedoch nicht möglich. Es giebt keine Arbeitsmaschine, die mit so rasch laufenden Turbinenwellen unmittelbar gekuppelt werden könnte. Selbst für den Antrieb von Dynamomaschinen, Ventilatoren usw. muss diese Geschwindigkeit durch eine Zwischenübersetzung auf wenigstens etwa $^1/_{10}$ verringert werden; Schiffsschrauben, Triebwerke, Pumpen usw. erfordern noch eine weitere Verringerung. Das ist ein folgenschwerer Nachteil.

Diese Zwischenübersetzung kann mit Rücksicht auf Raumersparnis und Verluste kaum anders ausgeführt werden als durch

Zahnräder (Fig. 95). Laval hat die Zahnräder ganz richtig mit ausserordentlich grosser Breite und sehr geringer Tiefe der Zähne ausgeführt, so dass günstige Abnutzungsverhältnisse geschaffen wurden. Die Zähne sind als schräge Winkelzähne ausgeführt, welche zugleich die unvermeidlichen seitlichen Schubkräfte aufnehmen, die von der seitlichen Beaufschlagung der Räder herrühren.

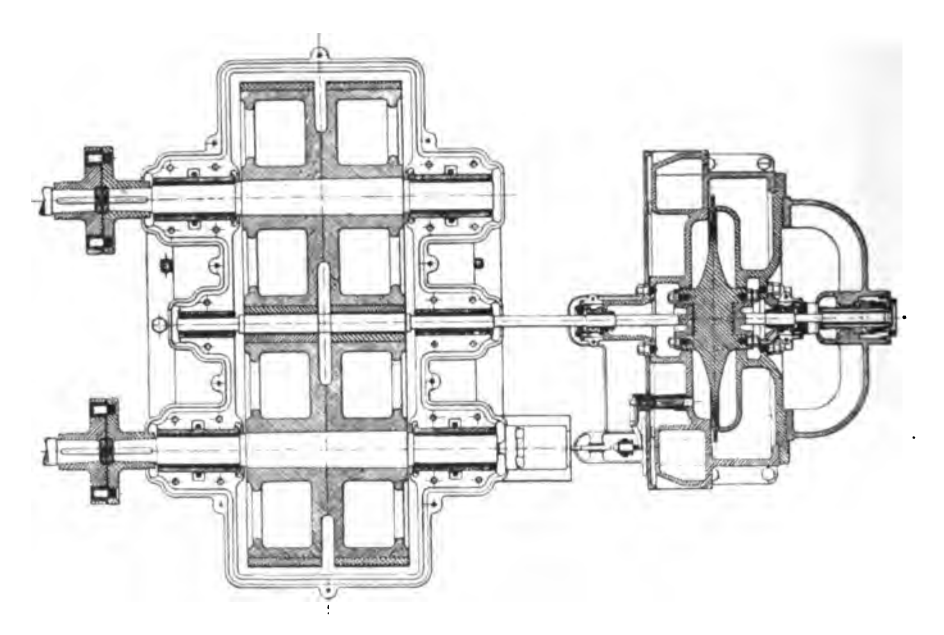


Fig. 95.

Diese Zahnräderübersetzungen werden jedoch schwerfällig, erfordern mehr Raum und Kosten als die Turbine selbst (Fig. 95) und sind für grosse Leistungen überhaupt nicht ausführbar; auch ist das unvermeidliche Geräusch des Zahneingriffs störend.

Laval hat die grössten Verdienste um die erstmalige lebensfähige Gestaltung der Dampfturbine, aber er ist bei der erwähnten Bau- und Betriebsart stehen geblieben und hat die weiteren Schritte zur Vervollkommnung, insbesondere zur Beseitigung der Rädertriebe nicht getan, wohl in der Annahme, dass grosse Turbinenräder betriebsicher nicht herstellbar wären. Deshalb sind die Lavalturbinen über Leistungen von 300 Pferdekräften nicht hinausgegangen und somit vom Grossbetriebe ausgeschlossen."

Diese kurze Würdigung der Verdienste und Leistungen Lavals trifft den Nagel auf den Kopf, da ja tatsächlich das Hauptverdienst Lavals in der Einführung der biegsamen Welle und in der dadurch ermöglichten grossen Umlaufsgeschwindigkeit beruht, nicht aber in der vollkommenen Expansion des Dampfes, die bereits bei den Reaktionsrädern bekannt und benutzt worden war; ausserdem kennzeichnet sie zugleich scharf und bestimmt die Grenze der Leistungen Lavals, welche durch die Notwendigkeit des Zwischengetriebes gegeben ist. Einen weiteren Schritt hierüber hinaus konnte Laval nicht gut tun, da die Anwendung von Laufrädern grösseren Durchmessers und Gewichtes gerade bei Beibehaltung der biegsamen Welle zu grossen Unzuträglichkeiten wegen der stetigen und stärkeren Durchbiegung der Welle im Ruhezustande, wegen der zu grossen Gefahren infolge etwaigen Bruchs der verhältnismässig schwachen Turbinenwelle u. s. w. führen musste. Dass jedoch ein Erfinder, der mit einem Gedanken wirklich praktisch bedeutende Erfolge erzielt hat, diesen fruchtbringenden Gedanken wieder verlassen, dass also im vorliegenden Falle Laval die biegsame Welle einer Grosskraftturbine zu Liebe opfern und zur starren Lagerung, welche bei grossen und schweren Laufrädern technisch wohl die einzig durchführbare sein dürfte, zurückkehren und somit entsprechend seinen bisherigen Erfolgen und Erfahrungen einen offenbaren Rückschritt machen sollte, das war nicht zu erwarten, und es ist daher ganz natürlich, dass dieser Schritt, der durch die Erfolge der vielstufigen Expansionsturbine von Parsons für die Aktionsturbine gerade zur Notwendigkeit wurde, anderen Turbinenbauern zu tun vorbehalten blieb, wie sich weiter unten zeigen wird.

Das Grundprinzip der Lavalturbine beruht in thermodyamischer Hinscht, wie Riedler mit Recht betont, darauf, dass der hochgespannte Kesseldampf vollständig entspannt auf die Schaufeln des Laufrades gelangt. Diese vollkommene Expansion des Dampfes vollzieht sich auf der Strecke vom Einströmungsventil bis zur Düsenmündung und wird durch die richtig bemessene Erweiterung des Düsenquerschnitts von der Wurzel der Düse bis zu deren Mündung bedingt und erreicht. Durch die Entspannung erhält der Dampf eine so grosse lebendige Kraft, dass deren Arbeitswert der durch stufenweise Entspannung des Dampfes mittels eines reibungslosen Kolbens zu leistenden Arbeit genau gleich ist. Diese lebendige Kraft allein wird durch den Stoss des Dampfstrahls auf die Schaufeln des Laufrades in derselben Weise

übertragen wie die lebendige Kraft des strömenden Wassers in den Wasserturbinen. Da jedoch das spezifische Gewicht oder die Dichtigkeit des entspannten Wasserdampfes sehr gering ist, so ist der für die Grösse der lebendigen Kraft hauptsächlich in Betracht kommende Faktor die Geschwindigkeit des Dampfstrahles. Diese ist allerdings eine sehr grosse; denn beim Ausströmen gegespannten Dampfes durch Mündungen kleinen Querschnitts in die atmosphärische Luft erhält der Dampfstrahl bei einem Kesseldruck von vier Atmosphären eine Ausströmungsgeschwindigkeit von 735 m und bei zehn Atmosphären eine solche von 892 m, während diese Geschwindigkeiten noch bedeutend wachsen, wenn der Dampf in ein niedriger gespanntes Medium oder in den Kondensator einströmt. Wenn z. B. der Dampf bei 4 Atmosphären in einen Kondensator von der absoluten Spannung von 0,1 Atmosphäre entweicht, so erlangt er eine Strömungsgeschwindigkeit von 1070 m und von 1187 m in der Sekunde, wenn die Kesselspannung gleich 10 Atmosphären ist.

Diesen bedeutenden Ausströmungsgeschwindigkeiten des die Kraft abgebenden Dampfstrahls muss nach den Stossgesetzen, wenn der Wirkungsgrad ein guter werden soll, eine ausserordentliche Umlaufsgeschwindigkeit des die Kraft des Dampfstrahls aufnehmenden Laufrades entsprechen; je nach dem benutzten Maschinentypus muss die Umdrehungszahl von 6000 bis 30000 in der Minute oder die lineare Geschwindigkeit von 175 bis 400 m in der Sekunde schwanken. Es leuchtet ohne weiteres ein, dass man infolgedessen eine beträchtliche Arbeitsleistung auf die Turbinenwelle mit Organen sehr kleiner Abmessungen muss übertragen können. In der Tat überschreitet das Gewicht des Laufrades von 7 cm Radius und 400 Touren in der Sekunde nicht 7 kg, und doch vermag die Maschine 10 Pferdestärken zu leisten. Für eine zehnpferdige Maschine hat das Laufrad bei 24 000 Umdrehungen in der Minute nur einen Durchmesser von 12 cm, während für eine 100pferdige Maschine bei 15000 Umdrehungen in der Minute ein Laufrad von 30 cm Durchmesser, von 50 cm für 200 Pferde bei 9000 Touren und von 70 cm für 300 Pferde bei 7500 Touren erforderlich ist. Mit einem Laufrade von einem Meter Durchmesser würde man bei 6000 Umdrehungen in der Minute eine Maschinenleistung von 600 Pferdestärken erhalten.

Die Turbinenwelle für 10 Pferdestärken hat nur 5 mm Durchmesser an der dünnsten Stelle und nur 30 mm für eine Maschine von 300 Pferdestärken.

Das Mittel, mit dessen Hülfe Laval solche grossen Geschwindigkeiten zu bemeistern vermochte, ist ein einfaches, winziges Maschinenelement, die dünne biegsame Welle, welche ihm gleichsam als Wünschelrute den Eingang zu einem ganz neuen Gebiete des Dampfmaschinenbaues eröffnete und von Erfolg zu Erfolg führte. Es mögen daher hier noch einige Bemerkungen Sosnowski's über die biegsame Welle der Lavalturbine angeschlossen werden (Sosnowski, Roues et turbines à vapeur, S. 156 bis 158).

„Die ziemlich bedeutenden Fliehkräfte, welche durch die grossen Umlaufsgeschwindigkeiten der Einradturbinen erzeugt werden, bereiten der Lagerung der Turbinenwelle ausserordentliche Schwierigkeiten. Die Grösse dieser Fliehkräfte kann man nach der bekannten Formel $F = m w^2 r$, in welcher m die Masse, w die Winkelgeschwindigkeit und r der Radius des Rades ist, leicht berechnen. Daraus ergibt sich, dass ein Gewicht von einem Gramm am Umfang einer Scheibe von 16 cm Durchmesser bei einer Drehungsgeschwindigkeit von 24 000 Umläufen in der Minute eine Fliehkraft von 50 kg erhält. Die Herstellung eines Laufrades, dessen Schwerpunkt mit der geometrischen Achse der Welle zusammenfällt und dessen Symmetrieebene darauf senkrecht steht, lässt sich aber wegen Ungleichheiten oder Fehler des Scheibenmaterials selbst bei grösster Sorgfalt kaum erreichen, so dass eine genau centrische Lagerung des Turbinenrades fast unmöglich ist. Die Folge hiervon ist jedoch, dass durch die starke Fliehkraftwirkung Stösse und Schwingungen der Welle im Lager entstehen, welche in demselben vermehrte Reibung und Erwärmung, Unrundlaufen der Welle, Zerstörung des Lagers und schliesslich Bruch der Welle herbeiführen.

Diese schädlichen Wirkungen treten indessen nur bei starren, nicht aber bei biegsamen Wellen ein. Denn wenn man eine Scheibe um eine durch deren Schwerpunkt gehende und an den beiden Enden gelagerte Welle dreht, so erhält dieselbe mit steigender Geschwindigkeit nach dem bekannten Prinzip des Kreisels oder dem sogenannten gyrostatischen Prinzip das Bestreben, sich um ihre Hauptträgheitsachse zu drehen, welche zur Scheibenebene senkrecht steht und durch den Schwerpunkt des Systems geht, und stellt sich, da die Welle biegsam ist und somit durch Formänderung dieser Fliehkraftwirkung folgen kann, von selbst in diese Lage ein. Die Fig. 96 bis 98 veranschaulichen diesen Vorgang.

Die Lage der kreisförmigen Scheibe, welche der Einfachheit halber als Beispiel gewählt wird, hat keinen Einfluss; dieselbe kann in der Mitte der Welle (Fig. 96), um ein Drittel (Fig. 97) oder um ein Viertel (Fig. 98) von dem einen Wellenlager entfernt stehen. Der Vorgang tritt in allen diesen Fällen in derselben Weise ein, nur die schwingende Bewegung der Welle ändert sich.

Wenn jedoch die zur Scheibe senkrechte Drehachse nicht genau durch den Schwerpunkt geht, so können zwei Fälle unterschieden werden;

Erstens, wenn die Scheibe in der Wellenmitte steht, so strebt der Schwerpunkt um so weiter von derselben weg, und die Welle sucht sich, wie *a' a'* in Fig. 99 zeigt, zu biegen, je grösser die Umlaufsgeschwindigkeit wird.

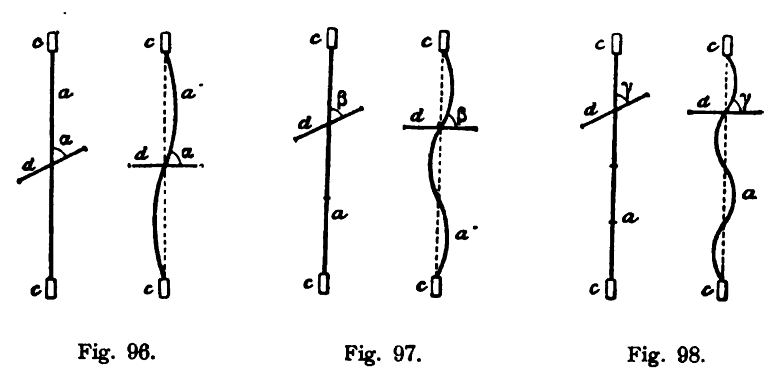


Fig. 96. **Fig. 97.** **Fig. 98.**

Zweitens, wenn die Scheibe nicht im Mittelpunkte der Welle steht, so beginnt letztere sich zunächst zu biegen und die Scheibe schräg gegen die geometrische Achse zu stellen, dann aber bei wachsender Geschwindigkeit sich senkrecht gegen dieselbe zu richten und folglich von selbst die Welle in die Richtung der starr vorausgesetzten Wellen *a a''* zurückzuführen (Fig. 100).

Diese wunderbare Erscheinung, dass die biegsame Welle infolge der Fliehkraftwirkung der nicht im Mittelpunkt der Welle befindlichen Scheibe bei der Drehung sich zu biegen beginnt und schliesslich von selbst bei einer gewissen Geschwindigkeit, der sogenannten kritischen Geschwindigkeit, sich in ihre ursprüngliche Lage zurückbewegt, bedingt, dass die Reibungswiderstände, welche von der rasch laufenden Welle in den Lagern erzeugt werden und welche der Drehung entgegengerichtet sind, in einem bestimmten Zeitpunkt verschwinden und die auf die Masse übertragenen Schwingungen unmerklich werden.

Dies ist der Grund, warum de Laval den Turbinenwellen aus Stahl, welche an den Enden in mit Antifriktionsmetall ausgegossenen Bronzelagern liegen, einen geringen Durchmesser und grosse Länge giebt."

Eigentümlicher Weise ist die Verwendung der elastischen Welle für schnelllaufende Dampfturbinen nicht in den Patenten von de Laval mit unter Schutz gestellt worden. Es hätte also Laval ähnlich wie Watt mit der Kurbel ergehen können, wenn für die elastische Welle sich ein solcher Liebhaber wie der Birminghamer Knopfmacher Pickard für die Kurbel gefunden hätte.

Obwohl de Laval mit seiner Turbine im Jahre 1893 auf der Pariser Weltausstellung einen glänzenden Erfolg erzielt hat, so haben gleichwohl nur wenige Erfinder und Konstrukteure sich an

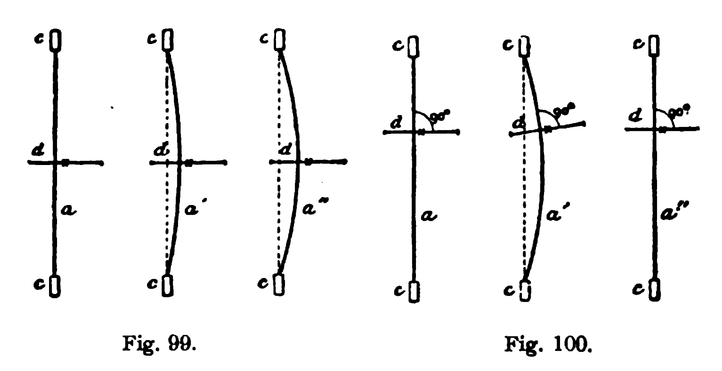


Fig. 99. Fig. 100.

die schwierige Aufgabe herangewagt, die Lavalturbine weiter zu vervollkommnen. Der Grund hierfür dürfte wohl zum Teil darin gelegen haben, dass für kleinere und mittelgrosse Maschinen bis zu 300 PS. Lavals Turbine kaum zu übertreffen war, zum Teil aber auch darin, dass zu gleicher Zeit die vielstufige Dampfturbine von Parsons den Weg für die Grosskraftturbine frei gemacht und die namhaftesten Maschinen-Ingenieure von der Lavalturbine ab- und zum Ausbau der mehr- und vielstufigen Dampfturbinen hinlenkte. Nur hierdurch ist es erklärlich, dass so wenige Vorschläge zur Verbesserung bezw. Abänderung der Lavalturbine gemacht und noch weniger Einradturbinen des Lavaltypus nach diesen Vorschlägen praktisch erprobt sind.

Das Ziel, auf das die Konstrukteure loszusteuern hatten, war durch den Uebelstand, welcher mit der grossen Umlaufszahl der Einradturbine nach Laval verbunden ist, nämlich die Notwendigkeit der Zwischenübersetzung, klar gegeben und konnte

nur darin bestehen, Mittel und Wege zur Beseitigung dieses die Verwendung der Maschine sehr einschränkenden Umstandes zu finden.

Die Zwischenübersetzung kann jedoch nur dann entbehrt werden, wenn die Tourenzahl auf die von der Grossindustrie, insbesondere zum Antrieb von Dynamomaschinen geforderten Umlaufszahlen von 3000 bis hinab zu 1500 sich verringern lässt. Die Verminderung der Tourenzahl lässt sich erreichen: erstens durch Verminderung der Dampfgeschwindigkeit einerseits mittels Ansaugens von Dampf oder Luft durch Massenvergrösserung, andererseits durch stufenweises Arbeiten des Dampfes; zweitens durch Vergrösserung des Raddurchmessers; drittens durch gleichzeitige Benutzung beider Wege. Alle diese Wege sind eingeschlagen und mit mehr oder weniger Erfolg auch praktisch verwirklicht worden.

6. Dampfturbine von Raworth. 1894.

Bei dieser Turbine ist die in Fig. 101 abgebildete mehrteilige Expansionsdüse besonders bemerkenswert, welche eine weitere Ausbildung der Lavalschen Düse zur Regelung der Grösse der Arbeitsleistung darstellt.

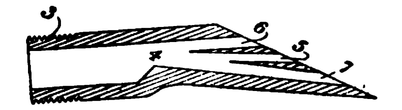


Fig. 101.

7. Dampfturbine von Schmidt. 1896.

Während bei Laval das Hauptgewicht auf die Düsenkonstruktion wie bei Raworth und auf die sichere Lagerung des Turbinenrades mittels biegsamer Welle gelegt wird, richtet sich das Streben seiner Nachfolger in erster Linie darauf, die Herstellung des Laufrades zu vereinfachen, dessen Umfang zu vergrössern und die Form der Schaufeln möglichst vollkommen zu gestalten, um die Tourenzahl ohne Verminderung des Wirkungsgrades verkleinern zu können.

Das Streben des Stockholmer Ingenieurs Schmidt geht zunächst dahin, die Herstellung des Schaufelrades aus einzelnen Schaufeln zu vereinfachen und die Befestigung der Schaufeln in dem Radkörper zu erleichtern und möglichst dauerhaft und haltbar zu machen.

Die Befestigungsweise der Schaufeln durch Einsetzen von der Seite her in den Radkörper ist aus den Fig. 102—105 ersichtlich. *A* ist der Radkörper und *B* die in denselben eingesetzte Schaufel. Letztere besteht wie gewöhnlich aus einem bauchigen

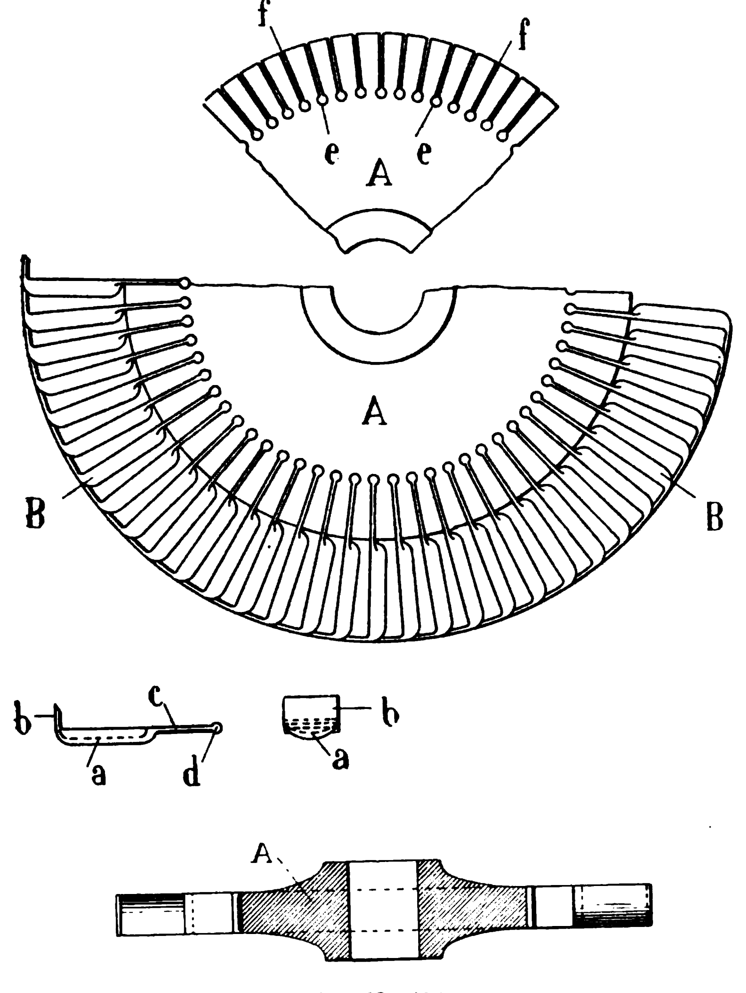


Fig. 102—105.

Teil *a*, einem oberen, die Schaufelräume beim Umkreis des Rades abschliessenden Teil *b* und dem Stiel *c*. Der Stiel ist beim unteren Teil mit einer quergehenden, am zweckmässigsten cylindrischen Auswölbung versehen, während der Turbinenkörper mit entsprechenden Bohrungen *e* versehen ist, von welchen Ausschnitte *f*, den Stielen der Schaufel entsprechend, bis an den

Umkreis des Rades radial führen. Die Einsetzung der Schaufeln erfolgt dadurch, dass sie von der Seite in die Ausschnitte *e f* eingesteckt werden. Nachdem alle Schaufeln eingesetzt sind,

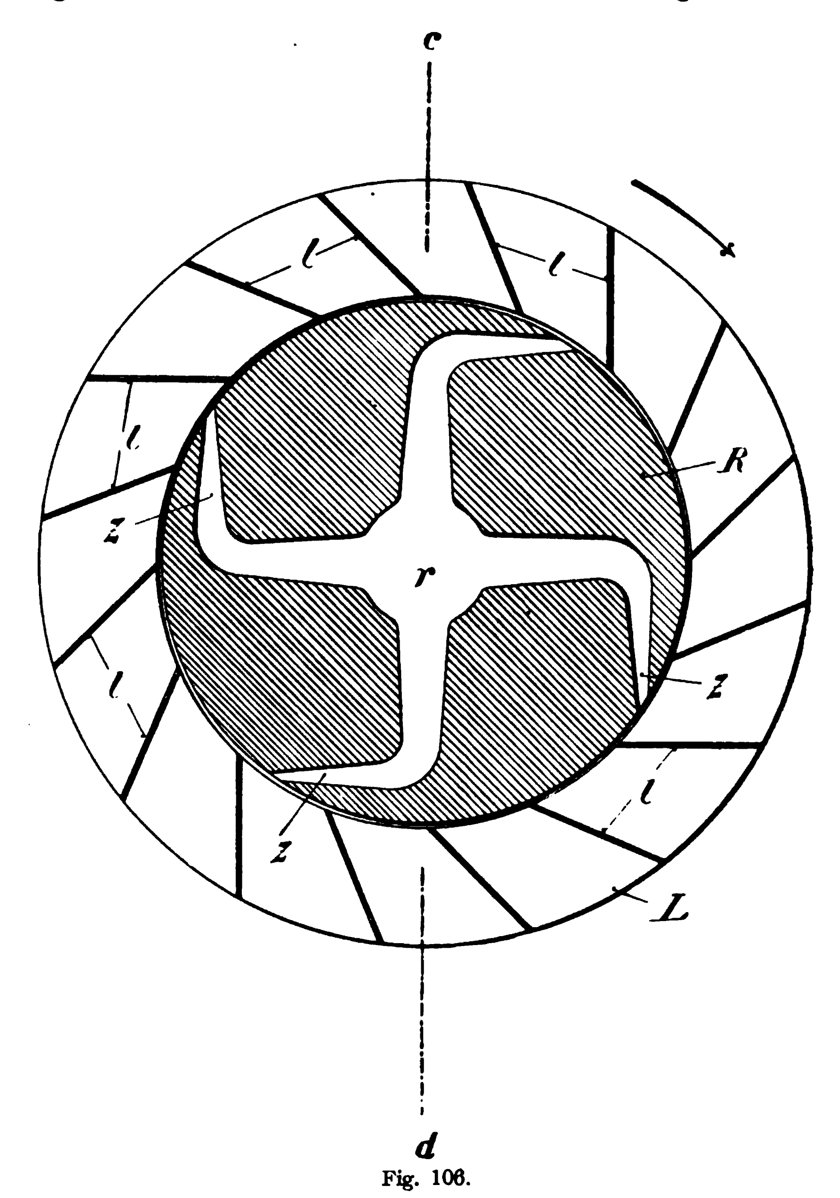


Fig. 106.

wird das Rad seitlich zusammengepresst, um die Auswölbungen *d* zu vernieten und die Stiele in die Ausschnitte *f* vollständig einzupassen.

8. Dampfturbine von Melzer. 1896.

Die Laufradschaufeln dieser Dampfturbine sind, wie aus der Zeichnung, Fig. 106, zu ersehen ist, flach und durchlöchert und werden von den aus den Düsen *z* ausströmenden Dampfstrahlen senkrecht getroffen. Hierdurch will der Erfinder einen bisher unerreichten Wirkungsgrad erzielen; denn infolge der Durchbrechung der Laufradschaufeln greift der Dampf, der bisher durch die rasch abgleitende Wirkung an denselben nur mit einem Teil seiner Kraft arbeitete, mit voller Kraft gewissermasen in die Schaufeln ein, indem er auch gegen die Seitenwandungen der Löcher der sich drehenden Schaufeln in schräger Richtung wirkt.

9. Dampfturbine von Veith und Escher, Wyss & Co. 1897.

Während in den vorbeschriebenen Laufrädern das Hauptgewicht auf die Form oder die Befestigung der Schaufeln gelegt ist, wird bei dem Turbinenrad von Veith Gewicht auf die Grösse der Abmessungen des Rades gelegt und mit Rücksicht hierauf allein Form und Befestigungsweise gewählt. Das in den Fig. 107—109 veranschaulichte Schaufelrad ist für Turbinen mit grösseren Durchmessern, als bisher üblich, bestimmt und mit seiner Achse elastisch verbunden.

Je zwei der Flügel *a* des Rades bestehen aus einem lamellenförmigen Stück Blech (siehe Fig. 109), das in der Mitte umgebogen und mit seinen Schlitzen über eine entsprechende Anzahl von auf einer Trommel *c* aufgereihten und von Zwischenstücken *e* in ihrer Lage gehaltenen Scheiben *b* gesteckt wird. An den beiden Enden der Trommel *c* befinden sich stärkere Scheiben *e*, welche ebenso an ihrer Peripherie mit Löchern versehen sind wie die Scheiben *b*. An einem Ende hat die Trommel *c* einen Ansatz und am anderen Ende Gewinde, so dass die Scheiben *b* und *e* nebst Zwischstücken *d* mittelst der Mutter *f* fest zusammengeschraubt werden können. Nach Einsetzen der Doppelflügel werden durch die Löcher in der Peripherie der Scheiben *b* und *e*, welche in gerader Linie stehen, Stangen *g* gesteckt, welche somit in der Rundung der Doppelflügel in der Lamellenmitte *a a* liegen.

Diese Stangen *g* werden mittelst Druckschrauben *h* in den Scheiben *e* festgeklemmt und halten somit die Flügel *a a* in ihrer Lage. Die Trommel *c* ist, wie aus der Zeichnung ersichtlich, mit der Achse *n* elastisch verbunden.

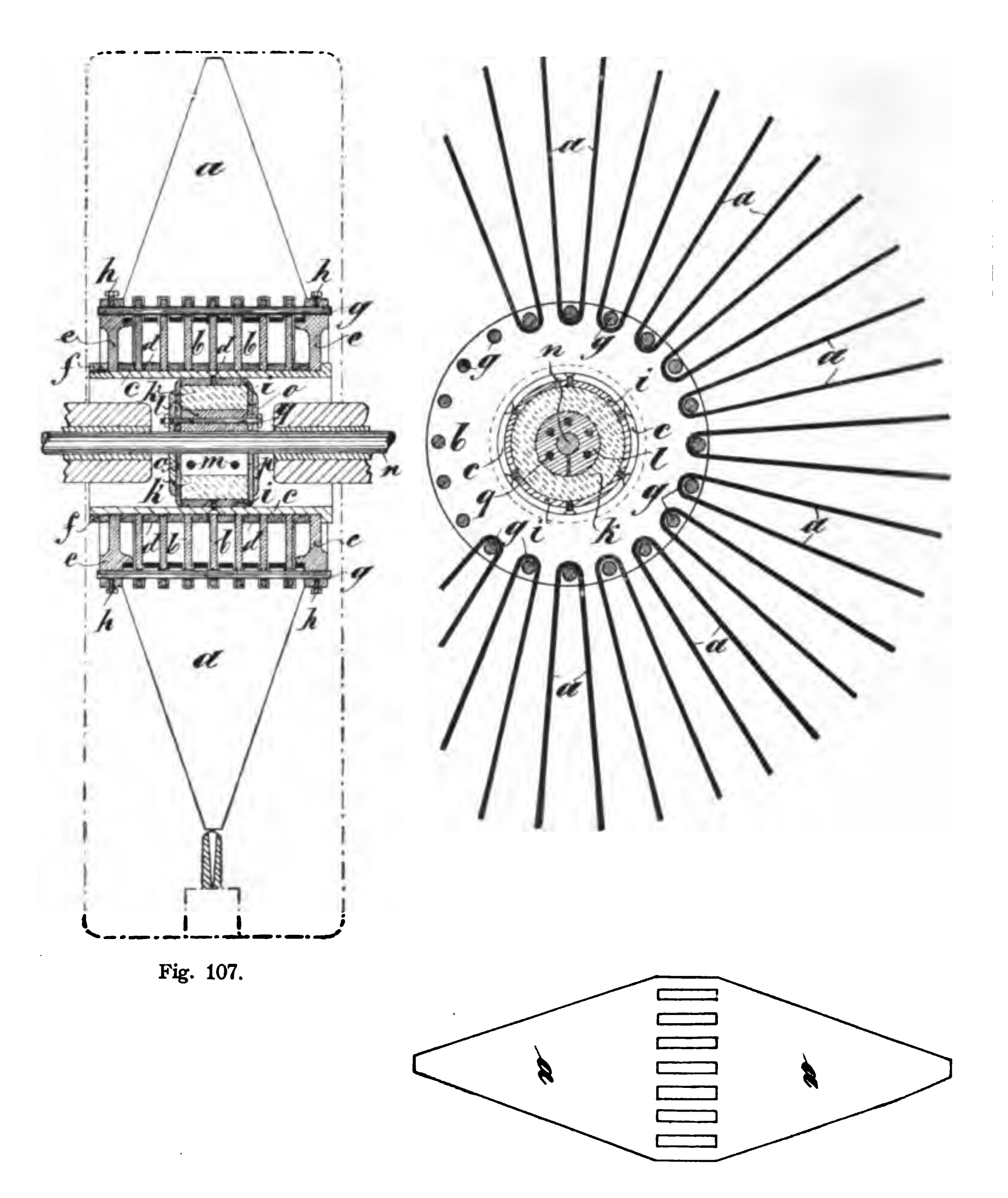


Fig. 107.

Fig. 108 und 109.

Das ganze Rad ist als ein Strahlenrad mit relativ langen und möglichst dünnen Strahlen *a*, die freistehend angord net sind und sich unter einander nicht berühren, ausgeführt. Die Strahlen haben flachen Querschnitt, sind nach der Achse zu verdickt, und zwar so, dass sie Körper gleicher oder annähernd gleicher Festigkeit bilden. Die Dicke derselben kann überall gleich sein, dagegen nimmt die Breite in axialer Richtung nach der Achse hin stark zu, um möglichst grosse Umfangsgeschwindigkeiten zu ermöglichen. Die Centrifugalkraft streckt die Strahlen so, dass dieselben ganz dünn sein können; denn den Damgfdruck vermögen dieselben doch auf die Nabe

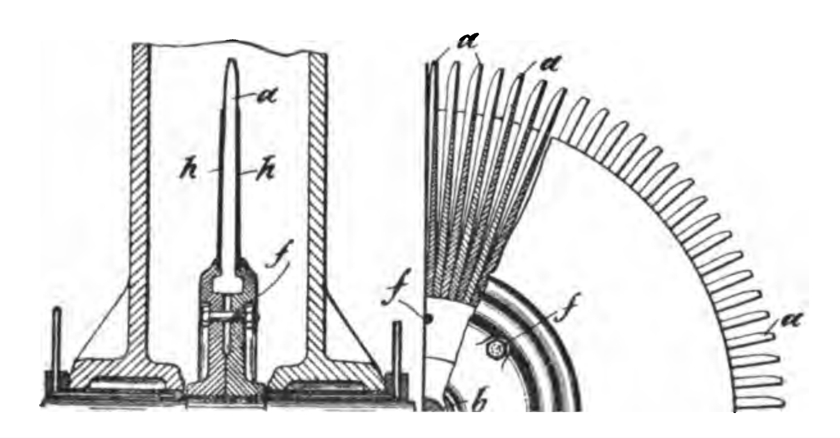


Fig. 110 und 111.

in Folge der bedeutend stärkeren Centrifugalkraft, ohne umgebogen zu werden, zu übertragen. Die beiden Lager der Achse werden möglichst nahe zusammengeschoben, damit keine Ausbiegung der Achse zwischen denselben auftreten kann. Auch wird die Verbindung zwischen Nabe und Achse elastisch gemacht, damit sich das Turbinenrad entsprechend seinem Schwerpunkt einstellen kann, ohne die Achse zu verbiegen.

Der Dampfeintritt auf die Strahlen, welche ganz gerade nach aussen verlaufen ohne jede Ausbildung zu einer Schaufel, erfolgt entweder tangential von aussen oder von einer oder zwei Seiten her, oder auch gleichzeitig tangential oder von den Seiten her. Da ein solches Turbinenrad infolge seines grösseren Durch-

messers eine kleinere Tourenzahl erhält, so kann die Kraftübertragung direkt durch Riemen oder Zahnräder erfolgen.

Das Streben des Erfinders geht also klar und unzweideutig darauf hinaus, durch Vergrösserung des Rades die Tourenzahl

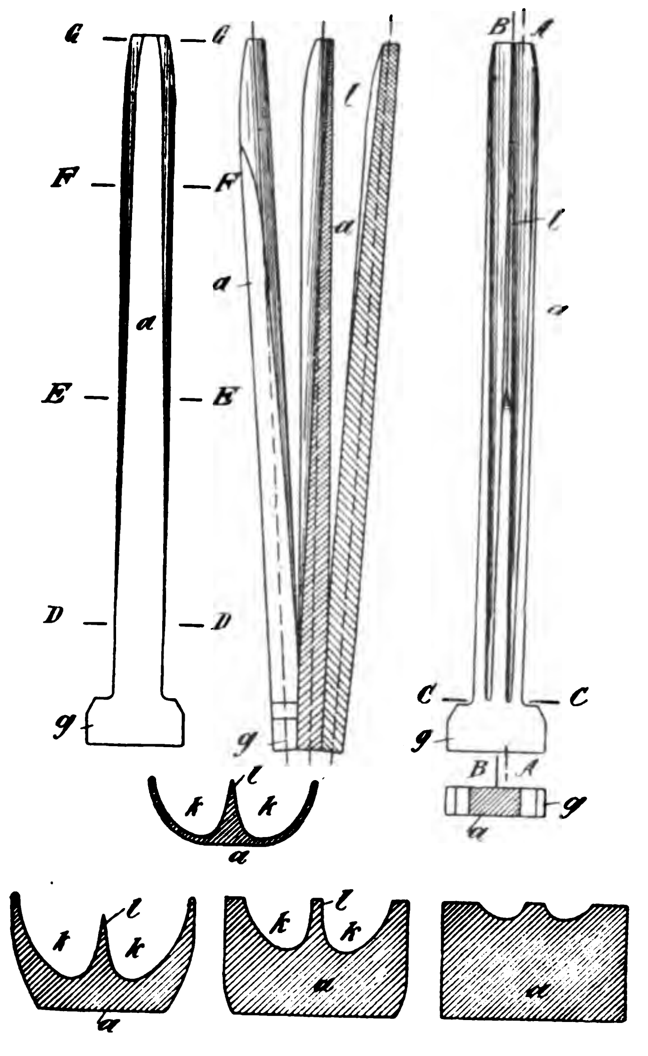


Fig. 112—118.

herabzumindern; indessen zur vollständigen Ausmerzung der Zwischenübersetzung gelangt derselbe noch nicht. Auch hat demselben in konstruktiver Hinsicht das Turbinenrad nicht genügt, denn einige Jahre später 1899 konstruierte er nach denselben

Grundprinzipien ein neues Rad, das schon eher zur praktischen Durchführung sich eignet.

Bei dieser neuen in den Fig. 110—118 abgebildeten Konstruktion sind auf einer in Lagern *c* eines Gehäuses *d* angeordneten Welle *b* zwischen den Lagern *c* zwei aneinander liegende Nebenscheiben *e e* angebracht, welche mit ihren Rändern die nebeneinander radial angeordneten Strahlstäbe *a* fassen. In den Nabenscheiben am Anfang befindliche ringförmige Nuten dienen zur Aufnahme der verbreiterten Füsse *g* der Strahlstäbe und besitzen einen dem Fuss *g* entsprechenden Querschnitt. Hierdurch wird ein Heraustreten der Strahlstäbe verhindert.

Zu beiden Seiten des Rades vom Rand der Nabenscheiben *e* an gegen das Ende der Strahlstäbe hin erstrecken sich je eine dünne Scheibe *h* auf den Strahlstäben. Diese Scheiben verdecken die Oeffnungen zwischen je zwei Strahlstäben und lassen nur das äussere Ende derselben frei, um den Ventilationswiderstand zu verkleinern. Scheiben und Strahlstäbe werden durch Schraubenbolzen *f*, welche durch die Nabenscheiben hindurchgezogen sind, zusammengehalten. Die Lager *c* der Welle *b* sind möglichst nahe zusammengerückt, damit keine Ausbiegung der Welle zwischen denselben auftreten kann.

Die Strahlstäbe, deren Form die Fig. 112 bis 118 veranschaulichen, haben fast auf ihrer ganzen Länge gleiche Breiten- und Höhenabmessungen und sind nur am äusseren Ende etwas verjüngt. Auf der einen Seite haben dieselben zwei zwischen sich einen Steg *l* bildende Nuten *k*; dieselben fangen beim Fuss *g* an und werden, um die Strahlstäbe als Schaufeln zu formen, allmälig breiter und tiefer, so dass am Ende nur noch eine dünne Materialdicke übrig bleibt und die Strahlen wie Körper gleicher Festigkeit vom äusseren, eine Aktionsturbinenschaufel bildenden Ende nach der Achse zu verdickt sind. Die Schaufeln können für tangentiale oder seitliche Beaufschlagung dienen. Bei Weglassung des Steges *l* würde die Schaufel für seitlichen Dampfeintritt sich verwenden lassen.

Doch auch diese Konstruktion des Turbinenrades genügte der Firma „Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von Escher, Wyss & Co." in Zürich, welche die beschriebenen Konstruktionen erworben hat, nicht; dieselbe gestaltete diese durch das unten in den Fig. 127—128 abgebildete Schaufelrad weiter aus.

Bei demselben sind die zu beiden Seiten des Strahlrades an demselben befestigten Deckscheiben *h* im äusseren Durch-

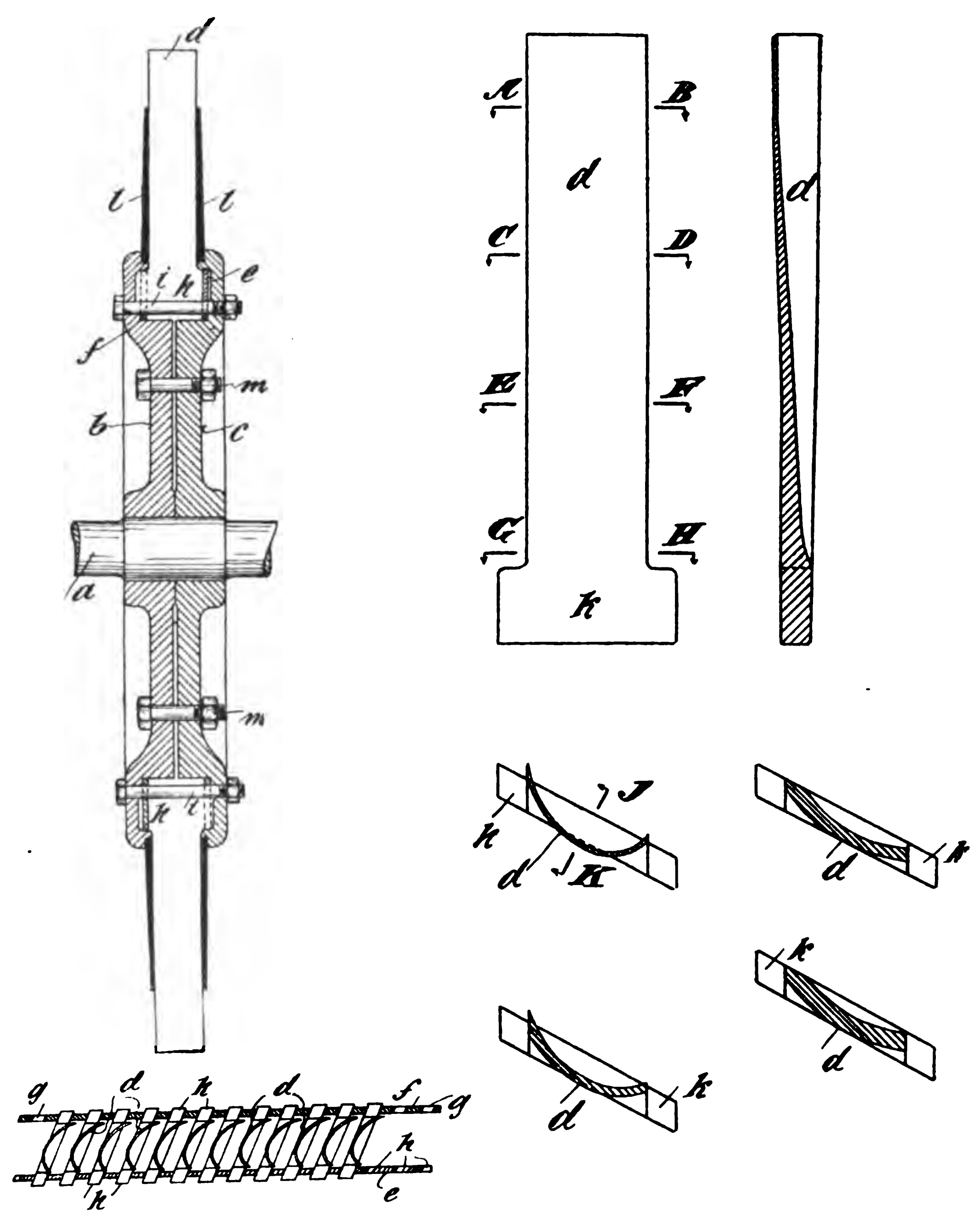


Fig. 119—126.

messer dem Raddurchmesser gleich und am äusseren Umfang, wo der arbeitende Dampf oder das Gas seitlich aus den Strahlschaufeln heraustritt, mit entsprechend grossen Ausschnitten versehen. Ein Ring *t* am Turbinengehäuse *d* umschliesst mit geringem Spielraum den Radumfang und überdeckt die Strahlstäbe auf ihrer ganzen Breite. An den Ring *t* schliessen sich zwei seitliche, flache Ringe *n* an, welche bei partieller Beaufschlagung des Rades dem aus den Schaufeln heraustretenden Dampf oder Gas die hierzu nötigen Oeffnungen freilassen sollen. Die Anzahl und Lage dieser Oeffnungen *v* entspricht derjenigen der Leitkanäle des Turbinenrades.

Durch diese drei Vorrichtungen soll zwischen Turbinenrad und Gehäuse der freibleibende Raum für jede Radstellung durch austretenden Dampf oder Gas ausgefüllt und infolgedessen der schädliche Luftwiderstand bezw. Saugwirkung auf der ganzen Radoberfläche verhindert werden.

Indessen auch diese Konstruktion wurde noch abgeändert, wie das in den Fig. 119—126 abgebildete Turbinenrad derselben Firma zeigt. Bei diesem Rade stehen die Füsse der Strahlstäbe schief zur Radachse. Auf der Turbinenwelle *a* sind zwei aneinander liegende Nabenscheiben *b c* angebracht, welche mit ihren Rändern die strahlenförmig angeordneten Stäbe *d* fassen. Am Umfange sind die Nabenscheiben *b c* je mit einer ringförmigen Nut versehen, in welchen je ein Scheibenring *e f* mit Ausschnitten *g h* liegt. Diese Scheibenringe sind durch Bolzen *i* mit den Nabenscheiben verbunden und so eingestellt, dass die Ausschnitte des einen Scheibenringes zu denen des anderen versetzt sind. In je zwei schräg einander gegenüberliegenden Ausschnitten stehen die Stäbe mit ihrem Fuss *k* schief zur Radachse. Dadurch ist eine Verdrehung der Stabquerschnitte gegenüber dem Fusse, die vorhanden sein müsste, wenn letzterer parallel zur Radachse stände und der Oberteil der Stäbe die in Fig. 110 angegebene Lage beibehalten sollte, vermieden. Die Scheibenringe sind verstellbar zu einander angeordnet, um die Füsse der Stäbe in verschiedene Neigungen zur Radachse einstellen zu können.

Erst nachdem das Turbinenrad diese Entwickelung durchgemacht hatte, konstruierte die Firma „Escher, Wyss & Co.“ die in Fig. 127 und 128 abgebildete Dampfturbine.

Bei dieser Turbine sind an dem Turbinengehäuse durch einen die ganze Breite des Laufrades abdeckenden Umfangsring verbundene Flachringe befestigt, die an seitlichen Scheiben der

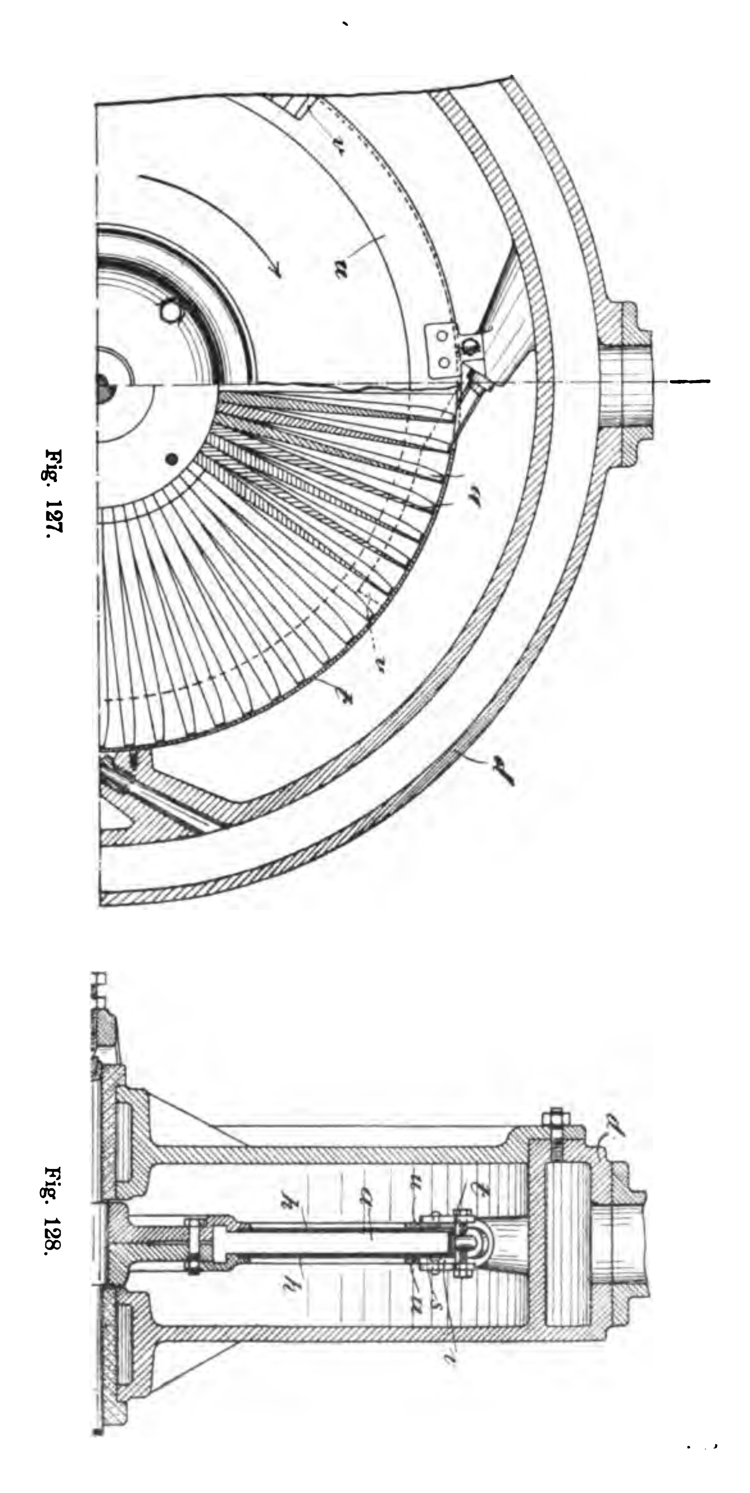


Fig. 127.

Fig. 128.

Schaufel oder an diese selbst anschliessen. Die Flachringe besitzen Oeffnungen für den austretenden Dampf, so dass derselbe bei partieller Beaufschlagung nur an den Stellen, wo die Beaufschlagung stattfindet, austreten kann. Hierdurch wird zugleich die Ventilationswirkung des Strahlrades vermindert und ein allseitig begrenzter Verbindungskanal zwischen den Ausströmungsräumen zu beiden Seiten des Turbinenrades hergestellt. Zu beiden Seiten der Strahlstäbe *a* befindet sich je eine Scheibe *h*, welche am äusseren Umfang, wo der arbeitende Dampf oder das Gas seitlich austreten soll, mit Ausschnitten versehen ist; diese Scheiben haben den Zweck, die Ventilationswirkung, welche bei der Rotation der Strahlstäbe entstehen würde, zu verhüten. Diese Scheiben entsprechen nach Zweck und Wirkung den oben beschriebenen Deckscheiben von Stoddard, Poole und Pilorge (1835).

Am Umfang des Rades ist am Turbinengehäuse *d* ein Ring *t* vorgesehen, der mit geringem Spielraum an den Radumfang anschliesst und die Strahlstäbe auf ihrer ganzen Breite überdeckt und eine Begrenzung des zwischen den Düsen des Strahlrades hindurchtretenden Dampfes bildet. An den Ring *t* schliessen sich am Umfang des Rades zwei seitliche, ebenfalls am Gehäuse befestigte flache Ringe *u* an, welche bei partieller Beaufschlagung des Rades dem aus den Schaufeln heraustretenden Dampf oder Gase die hierzu nötigen Oeffnungen frei lassen sollen. Die Anzahl und Lage dieser Oeffnungen entspricht denjenigen der Leitkanäle des Turbinenrades. Vermittelst des Ringes *t* und der Ringe *u* wird ein allseitig begrenzter Verbindungskanal zwischen den Ausströmräumen zu beiden Seiten des Turbinenrades hergestellt, so dass der Ventilationswiderstand vermieden wird.

10. Dampfturbine von Société Sautter, Harlé & Cie. 1900.

Bei dem in den Figuren 129—132 veranschaulichten Laufrade sind auf den umgebogenen Umfang einer ebenen Scheibe Schaufeln aus Eisenblech aufgesetzt. Um diese Schaufeln möglichst dünnwandig machen zu können und ihnen dennoch die dem Dampf gegenüber nötige Widerstandsfähigkeit zu geben, werden die unmittelbar auf den umgebogenen Rand 4 der Scheibe *I* aufgenieteten (Fig. 130) oder die an der Pheripherie der Scheibe *l* an einem winkelförmigen Kranz *5* angenieteten Schaufeln *3* (Fig. 131) in den durch dieses Aufnieten entstehen-

den Bodenecken durch ein Metall ausgegossen, wie dies bei *6* (Fig. 132) ersichtlich ist.

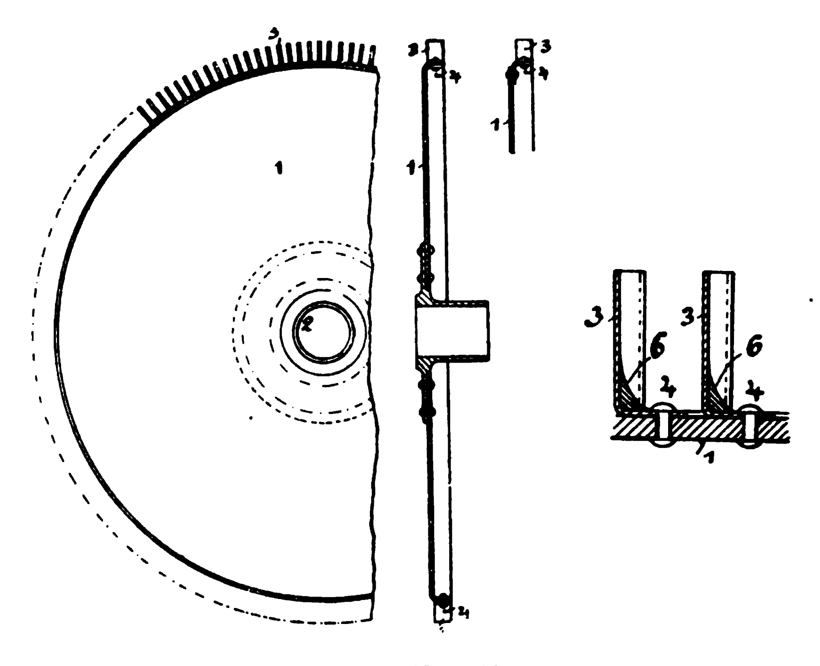
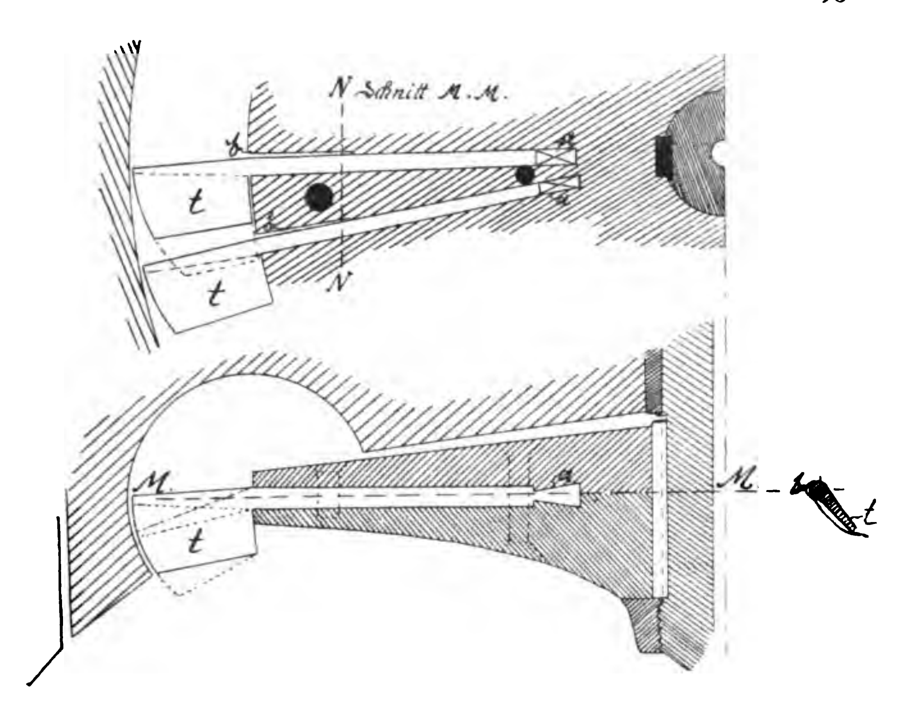


Fig. 129—132.

11. Dampfturbine von Buttenstedt und Mewes. 1900.

Bei den in Fig. 133—138 abgebildeten Turbinen werden die nach Art der Windmühlenflügel in die Drehachse elastisch eingesetzten Flügel bezw. Schaufeln von dem stossenden Dampf senkrecht zur Drehrichtung der Schaufeln getroffen.

Die Schaufeln können, wie in Fig. 133—136, axial oder auch, wie in Fig. 137 u. 138, radial beaufschlagt werden, indem man den Dampf in das Turbinengehäuse eintreten und von der Achse nach dem Umfange des Turbinenrades strömen lässt, an der die nach aussen durch den Stoss sich öffnenden elastischen Flügel im Kreise angeordnet werden. Die Elastizität wird dadurch erreicht, dass ein langer Stahldraht oder Stab, der an einem Ende zum Flügel *t* ausgeschmiedet ist, an seinem anderen Ende schwalbenschwanzförmig ausgebildet und fest in das Triebrad eingeklemmt ist. Von der schwalbenschwanzförmigen Einklemmungsstelle *a* erweitert sich radial nach aussen der Spielraum zwischen Draht und Treibrad (s. Doppellinie *b*). Durch den Stoss des Dampfes



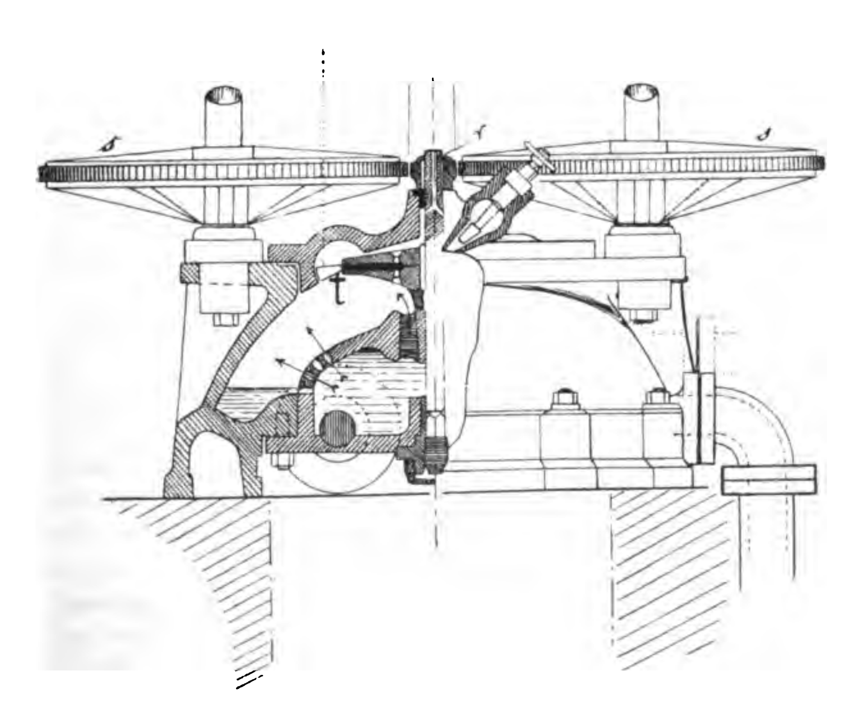
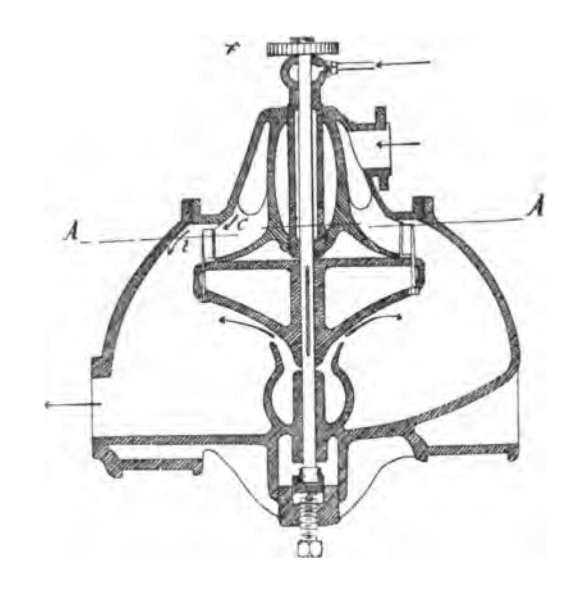


Fig. 133—136.

wird also der Flügel nicht allein um die Stelle *a* elastisch verdreht werden, sondern er wird sich auch nach rückwärts durchbiegen können. Schliesslich bildet der Flügel *t* selbst eine elastische Fläche, deren Stützpunkt der Stahldraht bildet.

Die Fig. 136 zeigt an einer axial beaufschlagten Dampfturbine die Art und Weise, in welcher der Dampf zugeführt und



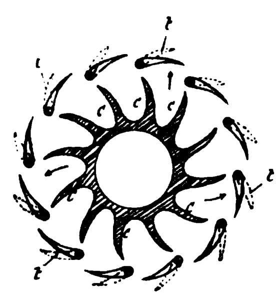


Fig. 137 u. 138.

kondensiert und die gewonnene Kraft durch das Mittelrad *r* auf zwei Seitenräder *s* und deren Antriebswellen übertragen wird. Fig. 137 und 138 zeigen die Anordnung der Dampfturbine bei radial beaufschlagten Schaufeln in einem senkrechten und einem wagerechten Schnitt. Die elastische Einlagerung der Flügel *t* ist bei radial beaufschlagten Turbinen dieselbe wie bei axial beaufschlagten. Die Richtung des strömenden Dampfes

und des Einspritzwassers für den Kondensator wird durch die eingezeichneten Pfeile angegeben. Die Uebertragung der Kraft wird wie oben durch das Zahnrad *r* bewirkt.

Derartige elastische Laufräder sind praktisch noch nicht erprobt worden; indessen sollen demnächst Versuche damit begonnen werden. Nach den in den Patentakten enthaltenen Darlegungen wird als wichtigster Vorzug dieser Neuerung hervorgehoben, dass dieselbe sich gleich gut für hohe, 20 000 bis 30 000 Touren in der Minute, und niedrige, 100 bis 1000 Touren in der Minute, verwenden lässt, ohne dass der wirtschaftliche Wirkungsgrad der Dampf- oder Gasturbine sich merklich vermindert. Ob dies zutrifft, bleibt abzuwarten. Neu ist jedenfalls der Gedanke, das elastische Mittel auf elastisch tordierbare Schaufeln stossen zu lassen, um einen besseren Wirkungsgrad zu erzielen.

12. Dampfturbine von Riedler-Stumpf. 1901.

Auch bei dieser Turbine wird das Hauptgewicht aut die Herstellung des Turbinenrades gelegt, wobei mechanische und thermische Gesichtspunkte als Richtschnur dienen.

Wie bei der von „Escher, Wyss & Cie." gebauten Zoelly-Dampfturbine der Kern in der Konstruktion des verbesserten Veithschen Schaufelrades ruht, so ist auch bei der Riedler-Stumpf-Turbine der Schwerpunkt auf Konstruktion, Abmessung und Lagerung des Turbinenrades und der Düse gelegt, während das mechanische und thermische Arbeitsverfahren erst in zweiter Linie in Betracht kommt. Beim Vergleich des Patents, durch welches das Stumpf'sche Turbinenrad geschützt ist, mit den ausgeführten Konstruktionen erkennt man erst, worauf die Erfinder hinaus wollen und welchen Weg dieselben eingeschlagen haben. Daraus ergiebt sich unzweideutig, dass sie als die einzigen Konstrukteure an die Laval'sche Turbinenkonstruktion direkt angeknüpft und an dem Punkte, wo Laval wegen technischer Schwierigkeiten, vielleicht lediglich aus Mangel an vollkommen genug arbeitenden Spezialmaschinen für die Bearbeitung der Turbinenscheiben, stehen geblieben ist, den Hebel angesetzt und das Problem der Einrad-Dampfturbine für den Grossbetrieb in ihrer Art ebenso vollkommen gelöst haben, wie dies Laval mit seiner Turbine für Klein- und Mittel-Betrieb gelungen ist,

Hier wie bei Laval ist es der Konstrukteur oder richtiger der praktisch erfahrene Maschinenbauer, der den weiteren und

höchsten Fortschritt und Erfolg erringt. Denn der Kern der Lösung liegt bei Riedler und Stumpf darin, ein fast vollkommen ausbalanzierbares Turbinenrad von 2 bis 4 m Durchmesser und darüber für Umfangsgeschwindigkeiten von 300 m pro Sekunde zu bauen. Diese Aufgabe hat Laval nicht zu bewältigen vermocht und auch wohl gar nicht als zu aussichtslos zu lösen versucht. Ausserdem kommt noch die Abänderung der Düsenform, worin, wie oben erwähnt, ein älterer Vorversuch vorhanden ist, und in dritter Linie noch eine Abänderung des mechanischen und thermischen Arbeitsverfahrens in Frage. Der Gedankengang, welchen die beiden hervorragendsten und eigentlichsten Nachfolger Lavals eingeschlagen haben, ist in dem oben angeführten Vortrage von Riedler selbst mit kurzen Worten so klar und scharf gekennzeichnet, dass ich die betreffende Stelle wörtlich folgen lasse, da ich als Dilettant der praktischen Ingenieurkunst und als reiner Theoretiker durch stilistische Umarbeitung ein Unrecht begehen würde.

„Die grundlegenden Erwägungen waren folgende:

Bei der reinen Aktionswirkung des Strahles braucht die Umfangsgeschwindigkeit des Rades nur gleich der halben Dampfgeschwindigkeit zu sein, um die volle Dampfausnutzung zu erzielen. Der Konstruktionsgedanke Lavals führt auf unbrauchbar hohe Drehgeschwindigkeiten und damit auf Räderübersetzungen. Es muss daher, um einen Fortschritt zu ermöglichen, selbst bei einstufiger Druckwirkung ohne wesentliche Aenderung der Dampf-Geschwindigkeiten und Räderumfangs-Geschwindigkeiten Folgendes technisch geleistet werden:

1. Der Raddurchmesser ist auch bei einstufiger Wirkung so zu vergrössern, dass bei praktisch brauchbaren Umdrehungszahlen 1500—3000 in der Minute, also etwa $^1/_{10}$ der Geschwindigkeit der Laval-Turbine die Strömungsverhältnisse richtig ausgenutzt werden.
2. Durch Geschwindigkeitsabstufung ist die Umlaufzahl noch weiter, bis auf 5—700 in der Minute, zu vermindern für die zahlreichen Fälle, wo dies gefordert wird.
3. Gleichzeitige Abstufung von Geschwindigkeit und Druck ist zu ermöglichen, und zwar unter Verwendung einer nur geringen Druckstufenzahl.
4. In allen diesen Fällen ist den praktischen Bau- und Betriebserfordernissen zu genügen.

Wesentlich ist zunächst die Vergrösserung des Rades und seine Gestaltung, um die erforderliche Umfangsgeschwindigkeit ohne Räderübersetzungen zu beherrschen. Dies hat Laval nicht angestrebt, anscheinend auch nicht für ausführbar gehalten; er musste deshalb bei den unbequemen Zahnradübersetzungen und bei kleinen Maschinenleistungen, bis 300 PS., stehen bleiben.

Grosse raschlaufende Räder von 2 bis 3 m Durchmesser für minutlich 1500—3000 Umdrehungen, also 3—400 m Umfangsgeschwindigkeit, sind vollständig betriebssicher auszuführen, erfordern aber richtige Ausnutzung des Materials und gute Ausführung, sowie Sorgfalt in der Beherrschung der dynamischen Wirkungen. Aehnliches ist bisher nicht ausgeführt worden.

Die richtige Gestaltung erfordert eine richtige Vorausberechnung insbesondere der Fliehkraftwirkungen, die aber wie alle Berechnungen von Massenwirkungen genau und absolut zuverlässig gemacht werden kann.

Wesentlich ist weiter, dass bei bestimmter Geschwindigkeit keine anderen als die berechneten Massenkräfte und ihre Wirkungen auftreten können und dass diese Wirkungen einem idealen Falle vollkommen ruhender Belastung entsprechen, also ungewöhnlich günstig sind.

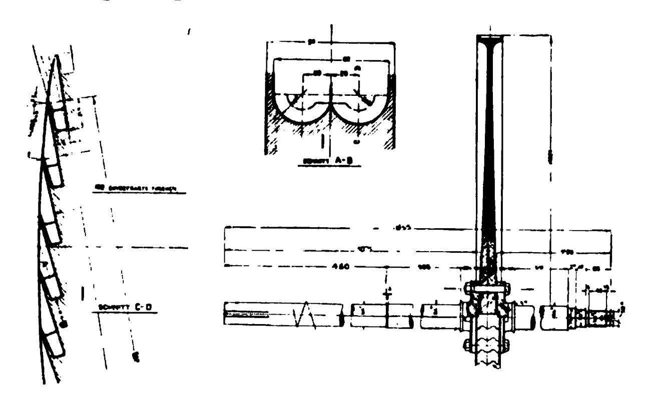


Fig. 139.

Die Räder sind als volle Stahlscheiben hergestellt. Die Radschaufeln sind nicht besonders eingesetzt, sondern in den Scheibenrand eingeschnitten. Die Scheibe ist an den Aussenflächen und Rändern glatt, um den Reibungswiderstand im Dampf zu mindern. Solche Scheiben lassen sich genau ausbalanzieren. Wir haben ohne Schwierigkeit und mit den einfachsten Mitteln die Schwerpunktsgenauigkeit auf $^1/_{100}$ mm vermindert. Die Flieh-

kräfte beanspruchen die Scheibe am ungünstigsten in der Radmitte. Deshalb ist das Rad so auf der Scheibe befestigt, dass es in der Mitte keine Bohrung besitzt. Wo dies nicht ausführbar ist, erhält die Scheibe in der Mitte eine breite Nabe, und von dieser aus verjüngt sich die Scheibenstärke, so dass auf alle Querschnitte gleiche Beanspruchungen entfallen, und das Material voll ausgenutzt wird (Fig. 139).

Grosse Räder ergeben eine nicht unerheblich bessere Materiaausnutzung als kleine, und bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Sicherheit der Scheiben, wenigstens bis zu einer bestimmten oberen Grenze, mit dem Durchmesser zu. Das lässt sich durch Rechnung leicht nachweisen.

Räder von 2 m Durchmesser für 3000 Umdrehungen minutlich können aus Nickelstahl mit 5facher Bruchsicherheit ausgeführt werden. 5fache Sicherheit ist aber für den Betrieb solcher Räder nicht erforderlich: 2 bis $2^1/_2$fache Sicherheit, also etwa doppelt so grosse Materialbeanspruchung würde vollständig zulässig sein, oder es könnte anstelle von Nickelstahl auch Flussstahl von 5000 kg Bruchfestigkeit gewählt werden.

Die Fliehkraftwirkung ist, wie erwähnt, eine völlig stossfreie und gleichmässig wirkende, im Gegensatz zu fast allen anderen Maschinenkräften, welche millionenfach wiederholt und wechselnd oder stossartig wirken. Dennoch begnügte man sich diesen ungünstig wirkenden Maschinenkräften gegenüber, insbesondere bei Lokomotiven und Schiffsmaschinen, oft mit nur geringer Sicherheit!

Massgebend ist die Elastizitätsgrenze des Radmaterials, bei welcher bleibende Formänderungen auftreten und welche daher niemals erreicht werden darf.

Bei der erstmaligen Ausführung wurde Nickelstahl von 7500 kg Elastizitätsgrenze verwendet. Dies würde einer vierfachen Sicherheit entsprechen, die auch unbedenklich auf die Hälfte vermindert werden könnte.

Bei der grossen Härte dieses Materials hatten wir anfänglich Bedenken, ob nicht im Rade, insbesondere im Kranze, wo die Schaufeln eingeschnitten sind, Nebenspannungen vorhanden sind oder bei der Erwärmung auftreten. Wir haben deshalb die ersten ausgeführten Räder am ganzen Umfange eingesägt, um festzustellen, ob solche Nebenspannungen vorhanden sind. Die hergestellten Schlitze blieben aber völlig unverändert, auch nach der Erwärmung und im Betriebe. Nebenspannungen hätten sich

durch Veränderung der Spalten bemerkbar machen müssen Diese am Rande durchsägten Räder wurden gleichfalls mit über 300 m sekundlicher Umfangsgeschwindigkeit betrieben, weil die Rechnung trotz der bedeutenden Schwächung der Festigkeit des Radkranzes durch die Einschnitte eine völlig ausreichende Sicherheit gegen die Fliehkraftwirkung nachwies.

Die Lagerung und die dynamische Einstellung der raschlaufenden Turbinenwelle wurde durch einfache Ausbalanzierung erzielt.

Für Scheiben von mehreren Meterdurchmessern für grosse Leistungen nach Laval's Vorbilde biegsame Wellen auszuführen, erschien bedenklich, insbesondere weil für grosse Leistungen verhältnismässig dicke Wellen notwendig werden und die Lager dann sehr weit von den Rädern wegzurücken wären, um die Biegsamkeit zu erreichen.

Die Lager wurden vielmehr ganz nahe an die Scheiben gerückt, so dass die Durchbiegung unbedeutend bleibt. Hingegen wurden die Räder auf den Wellen so vollkommen ausbalanziert, als es mit einfachen Hilfsmitteln erreichbar ist. Die Räder wurden mit $^1/_{10}$ mm Ungenauigkeit des Schwerpunktes bestellt und annähernd auch so geliefert. Diese Ungenauigkeit wurde dann mühelos durch weitere Ausbalanzierung auf $^1/_{100}$ mm herabgebracht.

Der Schwerpunkt eines derart gut ausgeglichenen Rades liegt soweit genau in der Mitte, dass das Ueberfahren der kritischen Geschwindigkeit unbedenklich ist und auch im Betriebe tatsächlich nur vom sachkundigen Beobachter zu bemerken war.

Nach Ueberschreitung der kritischen Geschwindigkeit war zur Erreichung des dynamischen Gleichgewichtszustandes nur noch eine geringe Formveränderung der Welle erforderlich. Diese ist in den langen Lagern genügend nachgiebig und somit die selbsttätige Einstellung auf den wenig abweichenden Schwerpunkt ohne Schwierigkeit möglich. Der Lauf der Welle ist bei 3—4000 Umdrehungen in der Minute ein tadellos ruhiger. Es ist der Gang der Maschine überhaupt nicht zu spüren oder zu beobachten.

Mit dieser neuen Radkonstruktion waren nun weitere konstruktive Vereinfachungen leicht zu verbinden:

Die Schaufeln sind nicht besonders eingesetzt, sondern in den Radumfang eingeschnitten; für rasche, billige Herstellung können Fräsmaschinen verwendet werden, welche gleich-

zeitig mit vielen Fräsern arbeiten. Die Schaufelzahl wird so gewählt, dass sie durch 2 und 3 teilbar ist; dann können für grosse Räder eine beliebige grosse Zahl von Fräsern gleichzeitig die Bearbeitung vornehmen.

Durch die ins Rad eingeschnittenen übereinander geschichteten Schaufeln wird der Ventilationswiderstand günstiger als bei den stachelförmigen Schaufeln anderer Räder. Bei teilweiser Beaufschlagung können die nicht benutzten Kranzteile durch Wände abgedeckt werden, um den Ventilationswiderstand zu vermindern.

Die Schaufeln an der Stirnseite des Rades ermöglichen bessere Ausnutzung der Düsenwinkel; jedoch wird dadurch der wirksame Hebelarm bei Drehung des Rades vermindert.

Durch die Stirnbeaufschlagung (im Gegensatz zur seitlichen Beaufschlagung bei Laval) kann der Zuströmungsquerschnitt voll

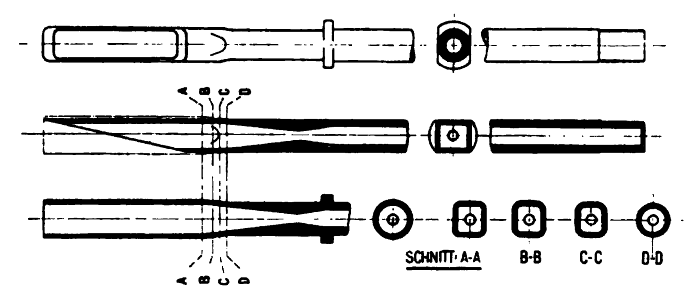


Fig. 140.

ausgenutzt werden. Bei der Laval-Düse trifft der Strahl das Rad in einer Ellipse, hier vermittels viereckiger Düsen in einem Rechteck. Bei ersterer ist die Beaufschlagung ungleich, in der Mitte der Ellipse grösser als am Anfange; bei Stirnbeaufschlagung sind alle Schaufelteile gleichmässig beansprucht.

Die Düsen haben viereckigen Querschnitt (Fig. 140), schliessen sich ganz eng an einander an, und der aus ihnen ausströmende Dampf bildet einen geschlossenen Dampfring.

Dies giebt eine schichtenweise Führung des Dampfes, und der Dampfring wirkt von der Düse bis zur Ausströmung als geschlossener Dampfstrahl. Bei solcher Anordnung kann, wenn erforderlich, der ganze Umfang des Rades beaufschlagt und können viele Verluste vermieden werden.

Die Schaufeln sind taschenförmig, und zwar entweder einfache Taschen, wobei der Dampfstrahl seitlich in die Schaufel-

höhle eintritt, die Schaufeln durchläuft und auf der entgegengesetzten Seite, um 180° umgekehrt, austritt, oder

Doppeltaschen, wobei der Dampfstrahl in der Mitte zuströmt, die Kante beider Schaufeln trifft, sich nach beiden Seiten teilt, die Schaufelhöhlung durchströmt und an beiden äusseren Rändern austritt.

Diese Doppeltaschen gestatten einen, wenn auch nur äusserlichen Vergleich mit dem Pelton-Rade, der aber den wesentlichen Unterschied verständlich macht. Die Pelton-Schaufeln, die ganz andere Form besitzen, liegen hinter einander; bei dieser Dampfturbine liegen die Schaufeln schichtenweise übereinander, sie sind nicht besonders aufgesetzt, sondern eingeschnitten. Die Pelton-Schaufeln sind nach allen Seiten offen, diese mit seitlichen Rändern versehen, welche jede Dampfströmung ausser der gewollten verhindern. Der Wasserstrahl in den Pelton-Schaufeln ist nicht geführt, namentlich nicht beim Austritt, während hier der Dampfstrahl auch beim Austritt noch geführt ist.

Diese Dampfturbine hat den Vorzug der Laval-Turbine, dass keine Dichtung innerhalb der Turbine erforderlich ist. Das Rad hat Spielraum zwischen Schaufel- und Düsenrand. Vergrösserung dieses Spielraumes bis auf 5 mm hat keine Verminderung des Schaufeldruckes und der Leistung ergeben. Bei der 2000pferdigen Turbine in Moabit ist der Spielraum radial gemessen 3 mm, in der Richtung der Düse gemessen etwa 10 mm.

Axialer Schub ist bei dieser Turbinen-Anordnung nicht vorhanden, daher auch nicht durch besondere Vorrichtungen aufzunehmen, während Laval die Schubkraft infolge der seitlichen Beaufschlagung in den Winkelzahnrädern aufnehmen und Parsons sie durch sehr unbequeme Entlastungskolben ausgleichen muss.

Die Räder werden aus Stahl und zwar am besten aus 10prozentigem Nickelstahl, welcher grosse Widerstandsfähigkeit gegen Rosten besitzt, hergestellt.

Die Grundlagen der eigenartigen Düsen wurden durch wissenschaftliche Versuche im Maschinen-Laboratorium der Technischen Hochschule festgestellt.

Die Versuche zeigten, dass die Konstruktion der Düse auf auf den Wirkungsgrad einen grossen Einfluss ausübt. In der Düse wird der erste wichtige Schritt zur Ausnutzung der Dampfenergie: die Umwandlung der Spannungsenergie in Strömungsenergie, getan. Es kommt darauf an, das Maximum der Geschwindigkeits-Erzeugung zu leisten und richtige Führung des

Dampfstrahles zu erreichen. Diesen Anforderungen entspricht die dargestellte Düsenkonstruktion, zugleich aber auch den Anforderungen einer leichten Herstellbarkeit, während die Laval-Düse mit ihren elliptischen Ringöffnungen nicht die Möglichkeit bietet, die Düsen zu richtig arbeitenden Gruppen zusammenzuschliessen und die Dampfstrahlen untereinander zuverlässig zu führen.

Um gute Dampfstrahlführung und maximale Geschwindigkeits-Erzeugung zu erreichen, ist die Düse in allen ihren Teilen gradlinig ausgeführt. Um dauernd guten Betriebszustand zu sichern, wird sie aus Nickelstahl mit so hohem Nickelgehalt ausgeführt, dass das Rosten ausgeschlossen ist. Versuche haben gezeigt, dass verrostete Düsen den Wirkungsgrad sehr herabsetzen.

Die Düsen werden zunächst mit rundem bezw. ringförmigem Querschnitt durch Ausbohren und Abdrehen hergestellt. Das Verhältnis des engsten zum weitesten Querschnitt im Innern entspricht dem vorausberechneten und gewollten Expansionsverhältnis. Dabei schliesst sich an den konischen Expansionsteil ein zylindrischer Ausflussteil an. Dieser wird so bearbeitet, dass der Querschnitt durch Ziehen quadratisch oder rechteckig geformt wird. Dann wird dieser Teil schräg abgeschnitten.

Diese Düsen eignen sich vorzüglich zur Bildung von Düsengruppen, wobei die flachen Seiten der Ausflussteile der Düsen knapp aneinanderstossen. Hierdurch ergibt sich eine geordnete Führung sämtlicher Dampfstrahlen, die nebeneinander strömend einen vollkommen geschlossenen Dampfring bilden.

Bei vollbeaufschlagten Turbinen sind die Düsen in einem ununterbrochenen Kranz mit aneinander liegenden Flachseiten ausgeführt. (Fig. 141: „Düsenring" der 2000pferdigen Turbine in der Zentrale Moabit der Berliner Elektrizitätswerke.)

Bei Turbinen geringerer Leistung, welche nur Teil-Beaufschlagung erfordern, werden die Düsen zu einer einzigen Gruppe zusammengeschoben.

In beiden Fällen wird die Regulierung so eingerichtet, dass von einer Stelle aus die Düsen nacheinander abgeschützt werden.

Die Bedeutung dieser guten Führung des Dampfstrahls und die Herstellung eines geschlossen strömenden Dampfringes ergab sich aus wissenschaftlichen Versuchen, ebenso die Bedeutung der Anordnung von Düsengruppen gegenüber den Einzel-Düsen von Laval und anderen.

Diese Form der Düsen im Zusammenhange mit der Bildung eines geschlossenen Dampfringes bei der Beaufschlagung und mit der Regulierung bildet einen wesentlichen Fortschritt."

So klar und übersichtlich indessen, wie dies hier durch Riedler geschehen ist, sind wohl noch nie die leitenden Gesichtspunkte bei einer Erfindung und die Mittel zur Verwirklichung derselben dargelegt worden, so dass jedermann sich ein Urteil über die erreichten Fortschritte gegenüber den voraufgehenden Leistungen auf dem Gebiete des Turbinenbaues bilden kann.

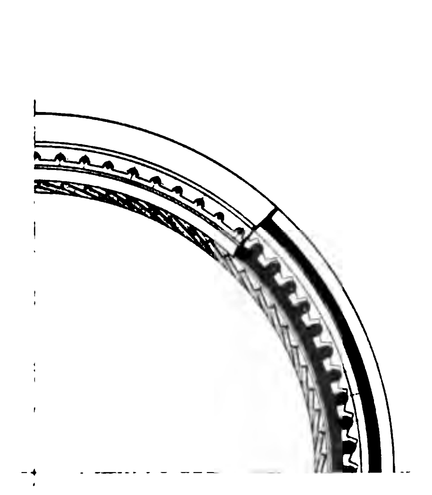




Fig. 141.

Angenehm berührt die sichere und gerechte Abgrenzung der eigenen Verdienste den früheren Erfolgen Lavals und Parsons gegenüber, welche voll und ganz anerkannt werden.

Abgesehen von den einzelnen, als wesentlich aufgeführten Fortschritten, welche durch die Riedler-Stumpf-Turbine erzielt worden sind, muss als alle Einzelleistungen bedingendes und beherrschendes Moment die meisterhafte und bis in die kleinsten Konstruktionsteile durchgeführte Verwendung der modernen Präzisionstechnik und Metallbearbeitungskunst hervorgehoben werden. Die Riedler-Stumpf-Turbine kann geradezu als ein Triumph der Präzisionstechnik angesehen werden, da erst diese die Verwirklichung der beabsichtigten mechanischen und thermodynamischen Arbeitsverfahren ermöglicht hat.

In der Tat bezieht sich ja auch das erste Turbinen-Patent von Stumpf nur auf ein Verfahren zur Herstellung von Leitapparaten für Dampfturbinen, nach welchem dieselben durch Fräsen erzeugt werden. Nach diesem Verfahren, auf das oben nur hingewiesen worden ist, wird der Leitapparat aus zwei Ringen hergestellt, welche gegeneinander gelegt werden und deren sich aufeinander legende Flächen gegeneinander aufgepasst sind. Werden diese Berührungsflächen so profiliert, dass bei einem Schnitt durch den Leitapparat die Begrenzungslinie der beiden Flächen der Form des herzustellenden Kanals entspricht, so können die Kanäle durch einen einfachen, geradlinig verlaufenden Fräsvorgang erzeugt werden. Wenn jedoch die beiden den Leitapparat bildenden Ringe einander mit ebenen Flächen berühren, dann werden die Kanäle in dem einen Ring nicht geradlinig, sondern nach einer Kurve eingefräst, so dass dieselben sich von einer engsten Stelle allmälig erweitern.

Die Fig. 142—147 verdeutlichen zwei Ausführungsformen des Verfahrens.

Durch *a* (Fig. 142) wird ein Turbinenlaufrad angedeutet. Zwei Ringe *c* und *d* sind bestimmt, den Leitapparat zu bilden bezw. die Kanäle für den Zutritt des Betriebsmittels aufzunehmen. Die einander berührenden Flächen dieser beiden Ringe sind profiliert. Die Berührungskurve ist aus der Zeichnung zu ersehen. Die Form der beiden profilierten Flächen zeigt Fig. 143, welche die beiden Ringe *c* und *d* im Querschnitt und etwas auseinander gerückt darstellt. In dem Ringe *c* werden nun in der aus Fig. 144 ersichtlichen Weise geradlinig verlaufende Kanäle *m* gefräst. Die erzeugten Vertiefungen werden in der Längsrichtung des Ringes von zwei ebenen Flächen *t* und *u* und durch eine ebene Fläche *v* begrenzt. Durch Aufeinanderlegen der Ringe entstehen Kanäle, welche bei *h* ihre engste Stelle haben, während sich der Durchschnittsquerschnitt nach *w* hin allmälig vergrössert.

Bei der zweiten Ausführungsform (Fig. 145—147 liegen die Ringe *c* und *d* mit ebenen Flächen aneinander. Auch hier werden die Kanäle durch Vertiefungen in dem Ring *c* gebildet. Jeder Kanal hat ebenfalls drei ebene Begrenzungsflächen *t*, *u*, *v*, von denen *v* nicht am Ring *c* wie oben, sondern am Ring *d* sich befindet. Der Fräser wird hier nicht geradlinig, sondern nach einer Kurve bewegt, welche aus den Teilen *l* und *k* besteht. Die engste Stelle entsteht bei *h*, von welcher aus sich jeder Kanal

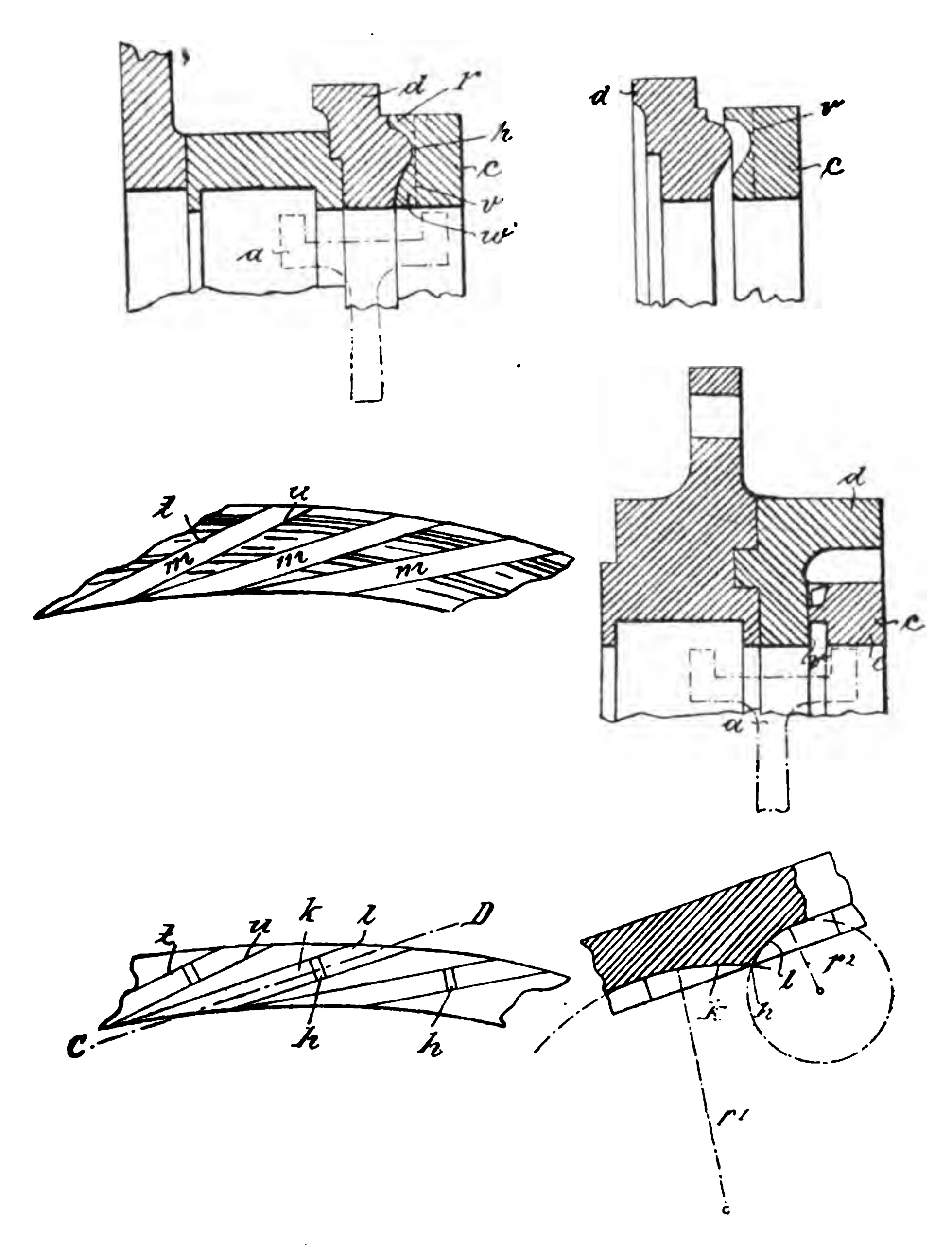


Fig. 142—147.

nach beiden Seiten hin erweitert. Werden beide Ringe *c* und *d* aufeinander gelegt, so entstehen die entsprechenden Kanäle.

Die Kanäle stimmen in ihrer Form sämtlich genau überein, jeder Umdichtigkeitsverlust wird vermieden, und infolge der ausserordentlich einfachen Bearbeitung werden die Herstellungskosten gering. Die die einzelnen Kanäle beengenden Stege laufen an der inneren Peripherie des Ringes in Spitzen aus, so dass auf dem ganzen inneren Umfang des Kranzes ein zusammenhängender Dampfstrahl austritt.

Das zur Herabminderung der Umdrehungszahl der Dampfturbine benutzte Arbeitsverfahren von Stumpf besteht darin, dass dem Frischdampfe, nachdem er in der Düse adiabatisch bis auf Kondensatorspannung expandiert ist, Auspuffdampf beigemischt wird, der durch eine Mischdüse zugeleitet wird. Durch diese Beimischung wird die Geschwindigkeit des arbeitenden Dampfstrahles vermindert, so dass man die Umdrehungszahl der Turbine wesentlich verkleinern kann.

13. Dampfturbine von Lemoine. 1901.

Um axial beaufschlagte Dampf- oder Gasturbinen mit grossem Radius herzustellen, wird die Turbine aus drei fest mit einander verbundenen Platten hergestellt; die mittlere Platte trägt den Kranz, welcher die Schaufeln von aussen umgiebt. Die Schaufelung ist je zur Hälfte in den Seitenplatten angeordnet. Ein solches Turbinenrad ist in den Fig. 148—156 dargestellt.

Jede der Seitenplatten *a b* enthält Halbkammern *d*, welche beim Zusammenschrauben der Platten sich ergänzen und aussen durch den Kranz 2 abgeschlossen werden, der mit der Mittelplatte *c* aus einem Stück besteht. Die drei Platten werden mittelst Bolzen *e* fest mit einander verbunden. In der Mittelplatte *c* sind unmittelbar unter dem Kranz 2 Durchbrechungen *f* vorgesehen, durch welche die die Halbkammern *d* enthaltenden Ansätze *h* hindurchtreten können. Die vollen Stücke *g* zwischen den Durchbrechungen *f* stellen eine feste Verbindung zwischen dem Kranz 2 und der Platte *c* her. Die einander entsprechenden Ansätze *h* der Platten *a* und *b* treffen sich in den Durchbrechungen *f* der Platte *c*, wobei sich ihre Stirnflächen berühren. Bei diesen Turbinenrädern mit Schaufeln von grossem Radius ist der Kranz zusammenhängend und aus einem Stück mit dem Rad hergestellt.

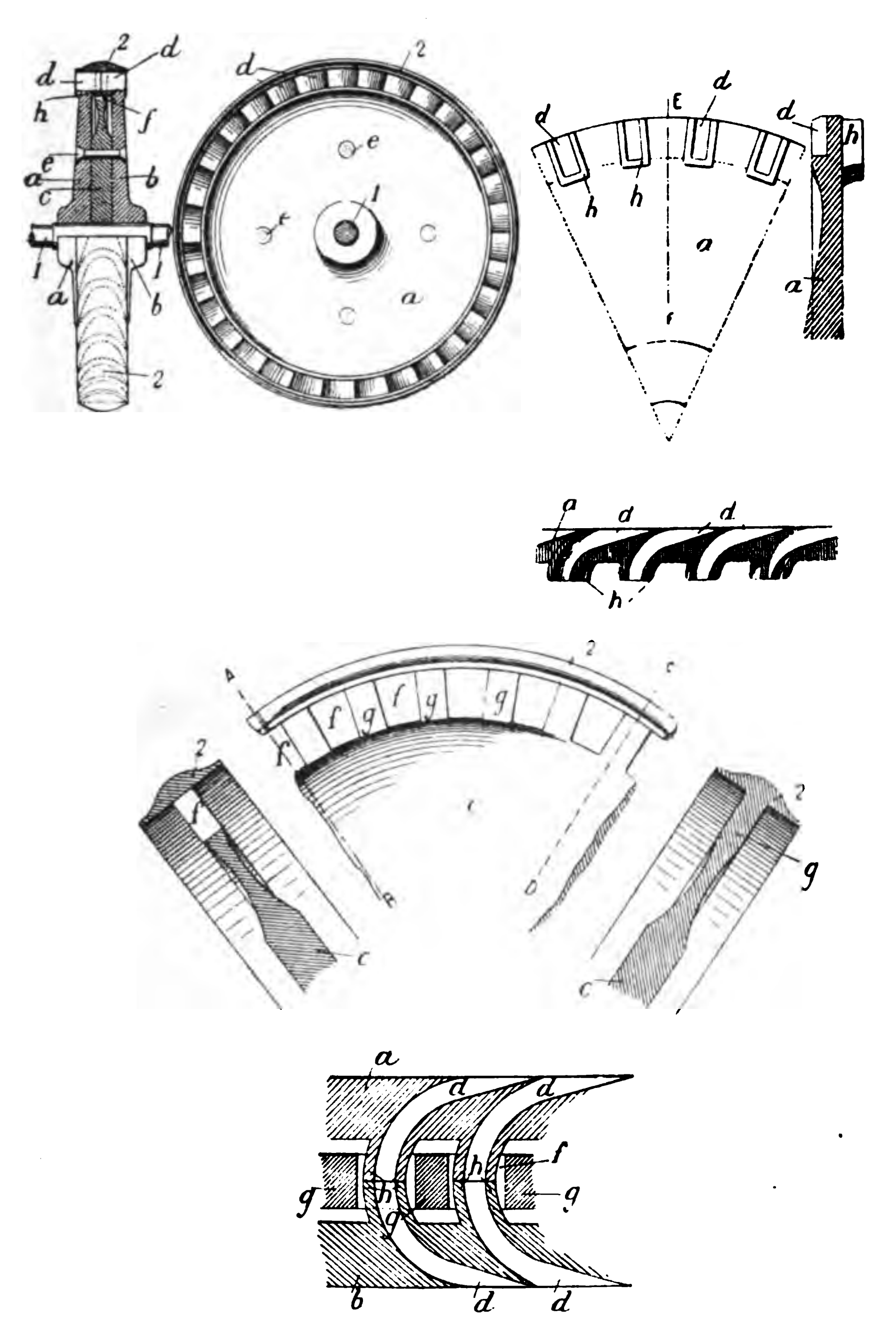

2
d
d
h
f
e
a
b
c
1
1
a
b
2
d
2
e
e
1
a
E
d
d
d
h
h
h
a
a
a
d
d
h
A
2
f
g
f
g
g
f
2
f
c
2
g
c
a
d
d
f
h
g
h
g
g
b
d
d

Fig. 148—156.

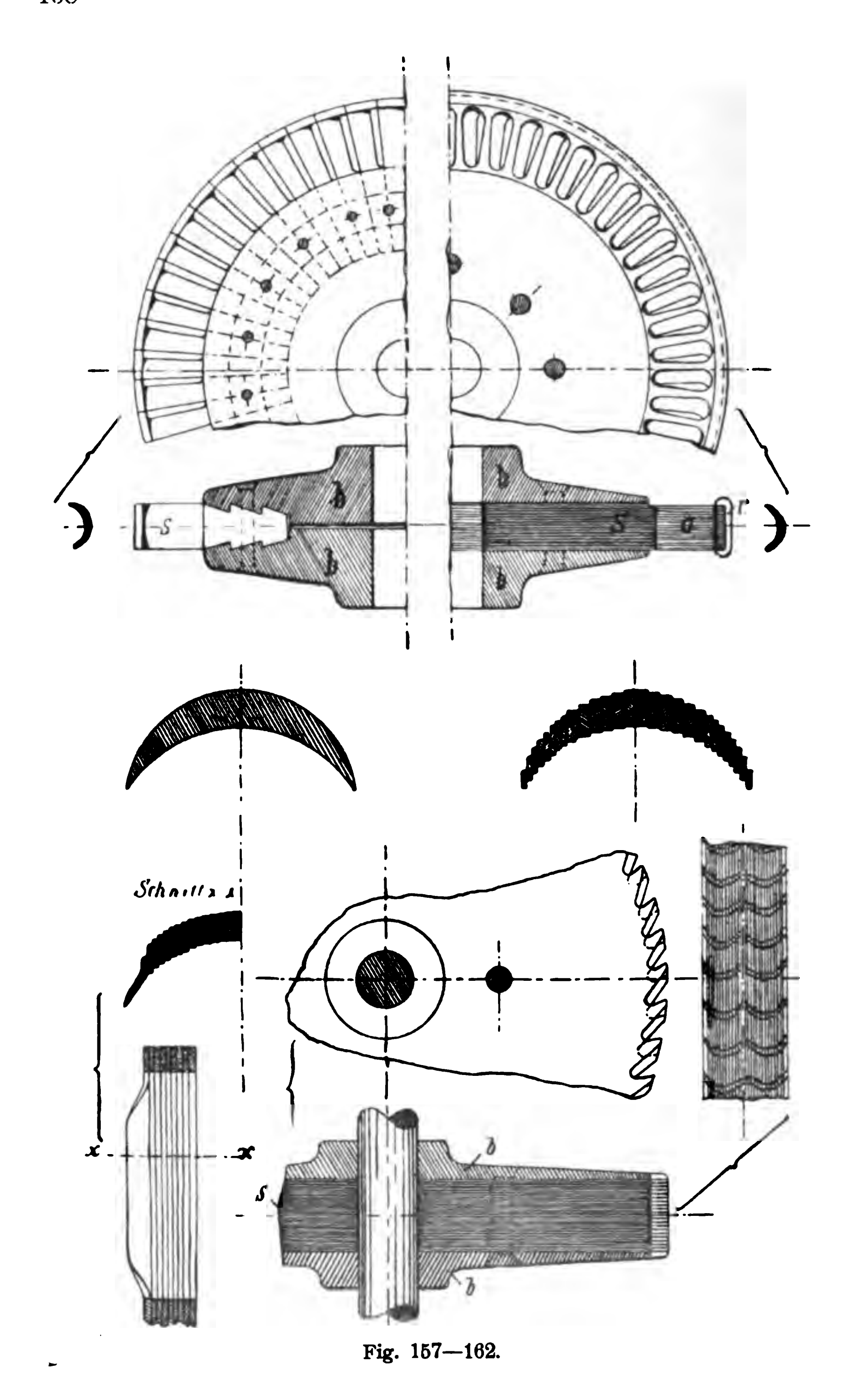


Fig. 157—162.

14. Dampfturbine von Nadrowski und v. Knorring. 1901.

Um den Anforderungen der Festigkeit, welche an die Turbinenräder für hohe Umdrehungszahlen gestellt werden, zu entsprechen, wird das Rad durch eine Anzahl dünner Blechscheiben gebildet, deren Zellen bezw. die Schaufelkanäle bildende Durchbrechungen oder Verzahnungen staffelförmig nach der Begrenzungslinie des geforderten Schaufelprofils versetzt werden. Stahlblechscheiben *S* werden durch Stanzen der Durchbrechungen *O* in allen Teilen vollkommen gleichmässig hergestellt, dann zentriert, entsprechend der gewünschten Schaufelform zu einander versetzt und durch zwei Backen *b* und den Bordring *r* zusammengehalten (siehe Fig. 157—162).

15. Dampfturbine von Imle. 1901.

Die becherartigen Schaufeln des Turbinenrades werden aus Blech- oder Metallstreifen zusammenhängend geprägt, gestanzt oder gedrückt und in den Figuren 163—169 in mehreren Ausführungsformen veranschaulicht.

Bei Ausführungsform Fig. 163 bis 165 sind die Schaufeln zusammenhängend aus einem Blechstreifen hergestellt und geprägt, und zwar, wie Fig. 166 zeigt, mit einem den Peltonrädern eigenen Querschnitt. Der so gebildete Schaufelkranz ist auf eine Radscheibe aufgesetzt, welche zum Stützen der pfannenartig hohl gedrückten Schaufeln *b* mit Zähnen *a* versehen ist. Die Befestigung des Kranzes auf dem Radkörper erfolgt mittels Schrauben *c*. Die Schaufeln können auch seitlich angebogene Lappen *e* erhalten, dann auf den Radkörper gebracht, umgebogen und mittels axial durchgeführter Stifte *f* oder Schrauben mit dem Radkörper verbunden werden. Wie für einseitigen Antrieb, so können die Schaufeln auch für Vor- und Rückwärtsgang hergestellt werden. (Fig. 168 und 169.)

16. Dampfturbine von Gross. 1902.

Bei diesem Turbinenrade sind, wie Fig. 170 und 171 veranschaulichen, in den mit dem Radkranz durch Verzapfen oder dergl. zu verbindenden Schaufelteilen bezw. Kranzsegmenten Hohlräume angeordnet. Die Aussenformen der Kranzsegmente wie auch des Rades oder Scheibenumfanges sind so gewählt, dass das zusammengebaute Laufrad nicht nach aussen tretende Hohl-

räume einschliesst und das Turbinenrad äusserlich von glatten, ununterbrochenen Flächen begrenzt wird. Die Aussparungen

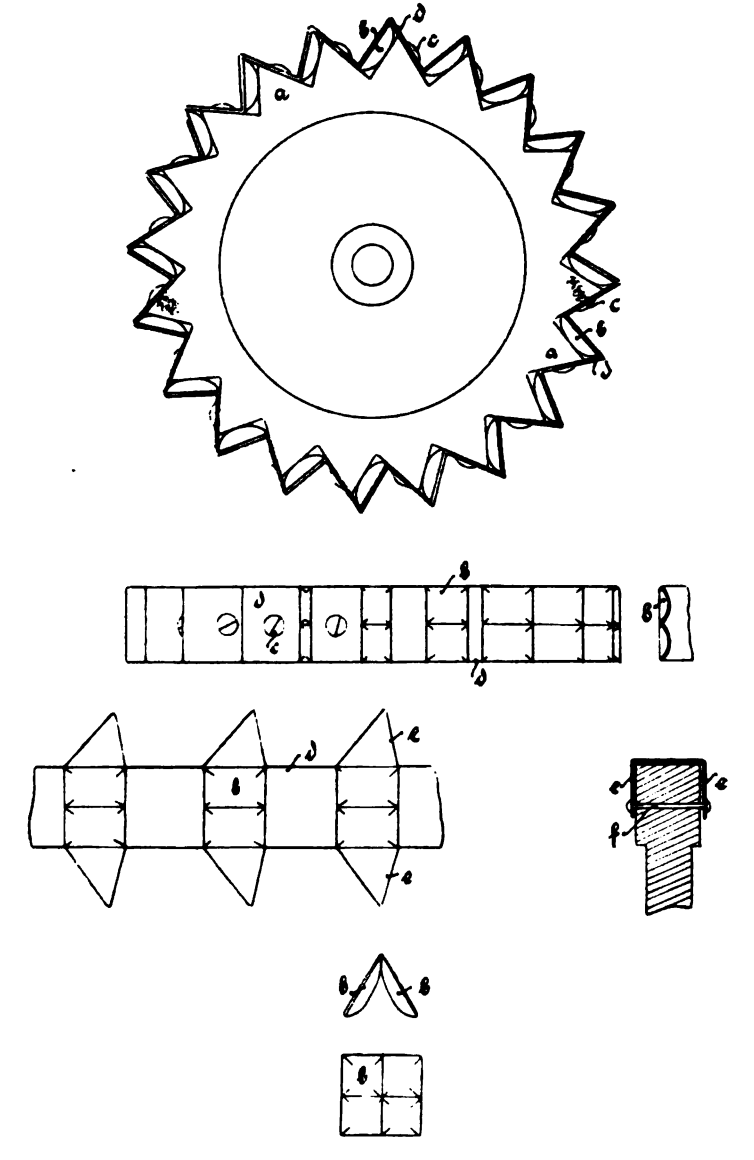


Fig. 163—169.

und Hohlräume könnnen nicht nur in den Kranzteilen, sondern auch in dem Rade selbst angebracht sein.

Um bei grossen Laufrädern Spannungen im Material, welche durch Temperaturunterschiede zwischen Mitte und Umfang der

Radscheibe bedingt werden könnten, zu begegnen, sind in gewissen Abständen Einschnitte *d* in den Kranz eingeschnitten, die in Querbohrungen *f* der Scheibe *a* münden.

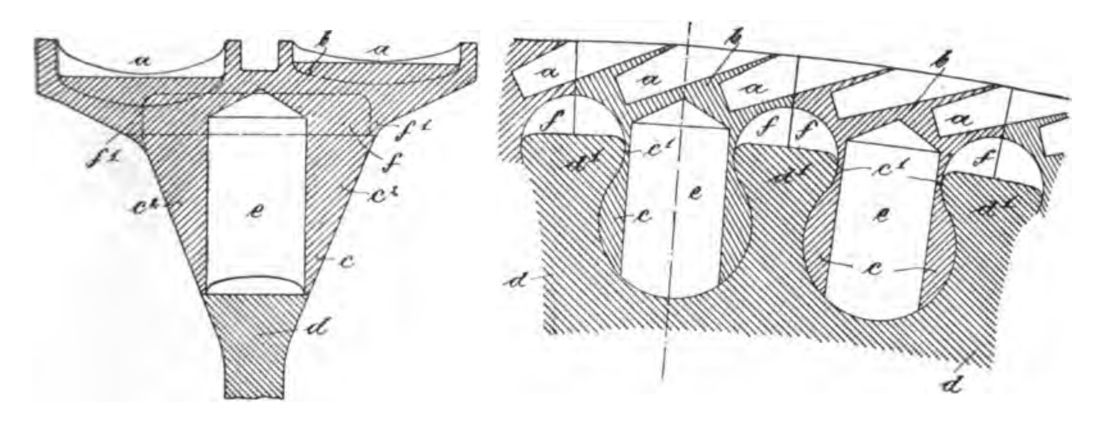


Fig. 170 und 171.

In den Fig. 172 und 173 ist ein Teil eines Turbinenrades mit solchen Einschnitten dargestellt. Fig. 172 zeigt einen Querschnitt, Fig. 173 eine Seitenansicht.

Das Beispiel zeigt eine verhältnismässig schwache Scheibe *a* mit nach beiden Seiten ausladendem Kranz *b*. Auf dem Umfang des Kranzes sind flache Schaufeln *c* angedeutet.

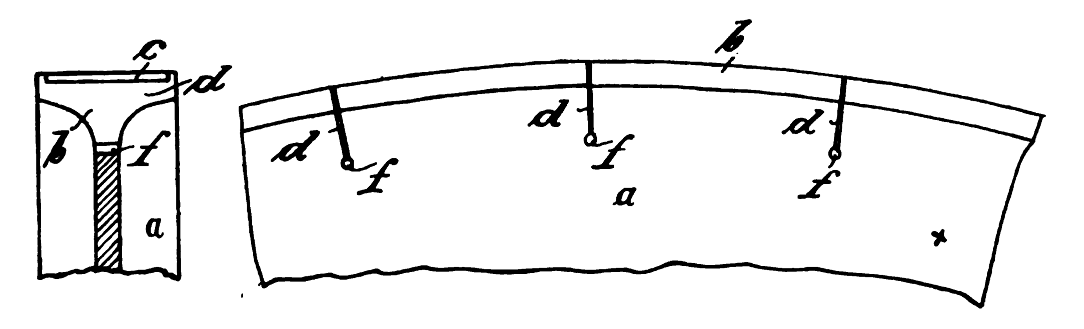


Fig. 172 und 173.

Ausser dem beschriebenen Laufrad hat sich der Erfinder auch eine Turbinenkonstruktion schützen lassen. Das Ziel, das durch dieselbe erreicht werden soll, ist, die Unzuträglichkeiten, welche sich durch Aenderung der Umlaufszahl ergeben, zu beseitigen.

Es wird davon ausgegangen, dass die Neigungswinkel der Beaufschlagungsdüsen zum Rade, die Dampfgeschwindigkeit und die Schaufelwinkel für stosslosen Eintritt und für bestimmte Umdrehungszahlen in einem bestimmten, durch das Geschwindigkeitsdiagramm festgelegten Zusammenhang stehen, und darauf hingewiesen, dass zur Herstellung dieser Beziehungen bei älteren Turbinen die Düsen drehbar und in verschiedenen Winkeln

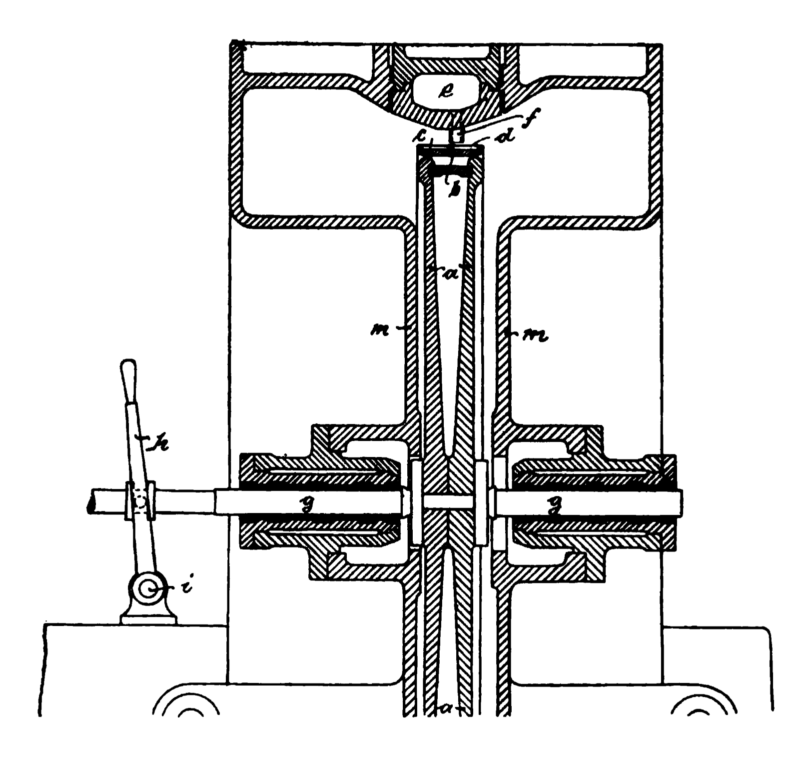


Fig. 174.

zum Rade einstellbar angeordnet sind. Beispielsweise hat bereits Fénéon 1827 dies für die drehbaren Düsen seines Reaktionsrades hervorgehoben.

Statt einzelner drehbarer Düsen (siehe Fig. 177—179) werden hier mehrere Schaufelkränze benutzt, welche mit verschieden gestalteten Schaufeln und Taschen versehen sind. Die Formen der einzelnen Schaufeln bezw. Schaufelgruppen oder Kränze, deren Zahl sich nach den Gruppen von Umdrehungsabstufungen richtet, werden nach den verschiedenen Geschwindigkeitsdiagrammen festgestellt.

Die in Fig. 174 veranschaulichte Turbine besitzt axial verstellbare Schaufelkränze, während Fig. 175 und 176 eine solche mit axial verschiebbaren Düsen darstellen. Eine Doppelscheibe *a* trägt einen Schaufelkranz *b*, in welchem eine Reihe von Schaufeln *c* und eine Reihe von anders gestalteten Schaufeln *d* angeordnet sind. Das Laufrad ist von dem ringförmigen Dampfzuführungskanal *e* unmittelbar umgeben. Der Dampf tritt aus diesem durch im Kreise um das Rad herum angeordnete Düsen *f* aus.

Das Turbinenrad *a* sitzt auf der Welle *g*, und diese kann in axialer Richtung durch Stellhebel *h* verschoben werden. Letzterer ist bei *i* drehbar gelagert und umfasst die Welle *g* so, dass durch entsprechende Einstellung des Hebels eine Rechts- oder Linksverschiebung erfolgen kann. Die beiden Scheiben *a* des Rades haben im Turbinengehäuse *m* einen gewissen Spielraum. Die Figur zeigt die Scheiben in der Linksstellung, wobei die Düsen den Dampf in den Schaufelkranz *d* einführen. Wird durch Umlegen des Hebels *h* die Welle nach rechts verschoben, so gelangt der Dampf durch die Düsen *f* in den umzulegenden Schaufelkranz *c*.

Die Fig. 175 und 176 zeigen eine partiell beaufschlagte Turbine, bei welcher eine Düse im Gehäuse verschoben werden kann. Die Welle *g* trägt die Turbinenscheibe *a*, deren Kranz *b* mit den Schaufeln *c* und *d* versehen ist. Die Düse *f* wird von einem Schlitten f^1 getragen, und dieser ruht in einer Schlittenführung des Gehäuses *m*. Eine Stellvorrichtung *n* dient zum Hin- und Herschieben des Schlittens. Die Düse fasst dabei durch einen Querschlitz in der Gehäusewand hindurch. Ein biegsames Rohr *o* setzt die Düse *f* mit der Zuleitung o^1 für das Betriebsmittel in Verbindung. Da es sich bei der Verschiebung der Düse von den Schaufeln *c* nach den Schaufeln *d* hin nur um geringe Grössen handelt, so macht weder die Dichtung an der Einführungsstelle der Düse am Gehäuse noch diejenige des Verbindungsrohrs zwischen der Zuleitung o^1 und der Düse *f* irgend welche Schwierigkeiten in konstruktiver Beziehung.

Bei der in den Fig. 175 u. 176 veranschaulichten Dampfturbine soll nur eine Reihe von Schaufeln *b* im Laufrad *a* vorhanden sein, aber zwei bezw. auch mehrere Reihen von in verschiedenen Winkeln gerichteten Düsen *c* und *d* vorgesehen werden. Das Laufrad *a* wird so verschoben, dass die für die jeweilige Umdrehungszahl geeigneten Düsen den Dampf in die Schaufeln liefern. Durch Teilung des Dampfzuleitungskanals *e* mittels einer

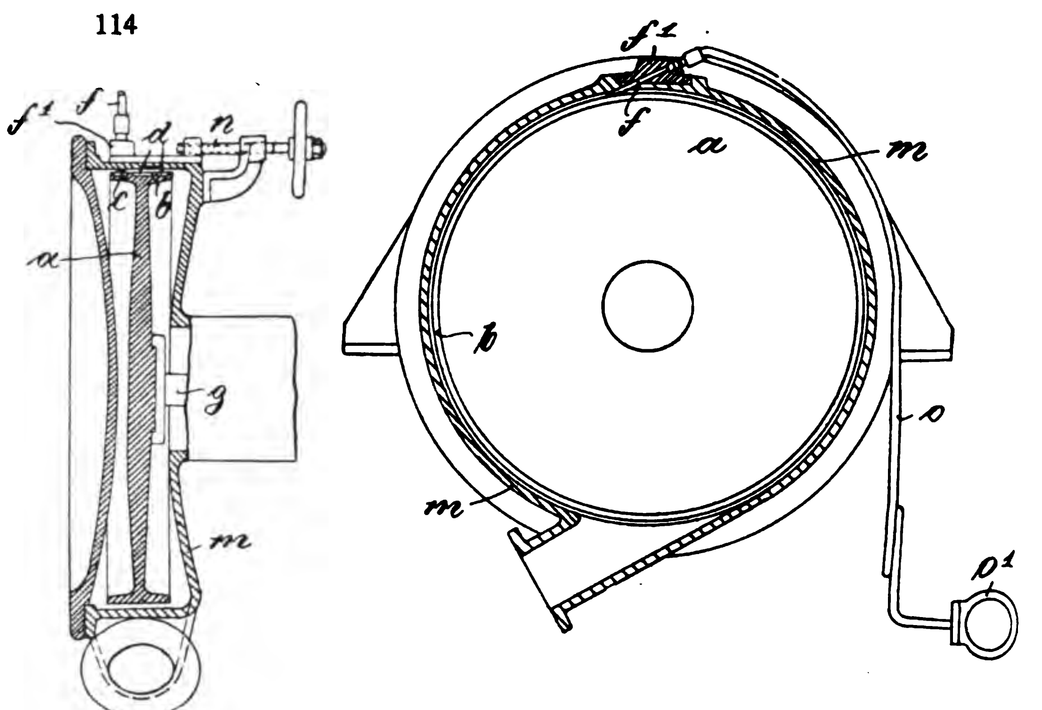


Fig. 175. **Fig. 176.**

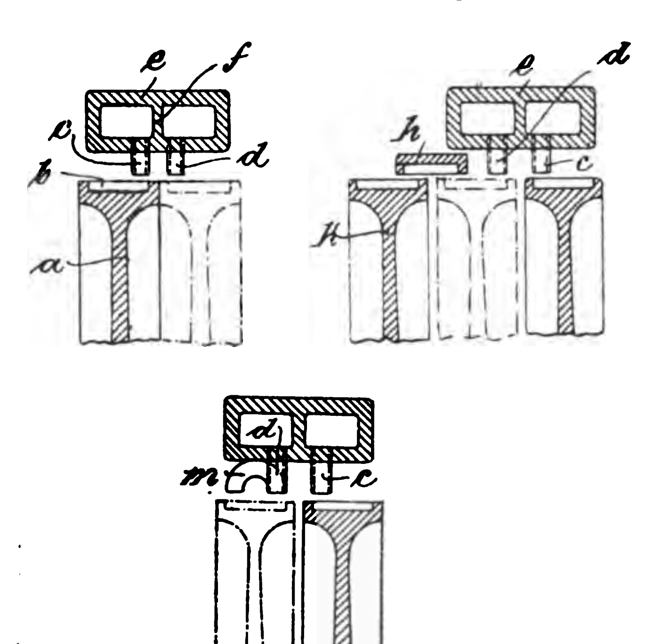


Fig. 177—179.

Zwischenwand *f* kann man die Dampfzuführung für beide Düsenreihen von einander trennen. Die Schaufeln erhalten nach der Figur den Dampf durch die Düsen *c*. Wird das Rad indessen nach rechts in die punktierte Lage verschoben, so liefern die Düsen *d* den Dampf.

Um mehrstufige Ausnutzung des Dampfes bei verringerten Umdrehungszahlen zu erhalten, sind die Düsen *c*, wie Fig. 177 und 178 zeigen, so gestellt, dass sie den Dampf bei der punktiert gezeichneten Stellung des Rades liefern. Neben den Düsen *d* ist noch ein Leitschaufelkranz *h* und ein zweites Laufrad *k* angedeutet. Es können deren natürlich noch mehr gewählt werden.

Fig. 179 stellt einen Teil eines mehrstufigen Turbinenrades dar, bei welchem der Dampf wiederholt in dasselbe Laufrad durch Gegenschaufeln *m* geleitet wird. Die Anzahl der Gegenschaufeln, die hintereinander angeordnet werden, ist beliebig.

Schlussbemerkung.

Ein Vergleich der hier besprochenen Einradturbinen lehrt, dass seit dem ersten grossen ausschlaggebenden Erfolg de Laval's die hauptsächlichsten Fortschritte in der konstruktiven Ausgestaltung der Düse und des Turbinenrades, der beiden wichtigsten Bestandteile der einstufigen Dampfturbine, gemacht worden sind.

Während einige Konstrukteure, dem Beispiel de Laval's folgend, die Zusammensetzung des Schaufelrades aus einzelnen Schaufeln zu vervollkommnen strebten, suchten andere Turbinenbauer die Schaufelräder aus nur wenigen, durch Stanzen, Walzen, Pressen, Fräsen o. dgl. erhaltenen Teilen herzustellen.

Da es bei den grossen Einradturbinen, die augenblicklich im Vordergrunde des Interesses stehen, auf höchste Genauigkeit und Sauberkeit der Ausführung ankommt, so dürften die durch Fräsen nach dem Stumpf'schen Verfahren hergestellten Räder der Riedler-Stumpf-Turbinen die Höchstleistung darstellen, sowohl was Güte des Erzeugnisses als auch Niedrigkeit des Erzeugungspreises anlangt.

Das Gleiche dürfte auch für die Düsen der Riedler-Stumpf-Turbine gelten, welche den Vorteil, einen zusammenhängenden Dampfstrahl auf die Schaufeln zu liefern, besitzen.

Als weiterer Unterschied gegenüber Laval ist noch das Aufgeben der elastischen Turbinenwelle und die Lagerung des

freifliegenden Turbinenrades mittelst dicht an dasselbe herangerückten Lagers zu erwähnen.

Ferner ist noch auf die Versuche zur Aenderung der Tourenzahl und zur Umsteuerung der Einradturbinen hinzuweisen; indessen sind diese Versuche noch keineswegs als abgeschlossen und befriedigend zu betrachten.

VI. KAPITEL.

Stufenturbinen mit stehender Welle.

Einteilung der Stufenturbinen.

Die Stufenturbinen kann man nach dem Arbeitsverfahren in drei Hauptgruppen einteilen, deren jede die Umlaufszahl der Turbinenwelle in besonderer Weise herabzusetzen ermöglicht.

1. Nach den ältesten Stufenturbinentypen, welche durch die in praktische Betriebe gegenwärtig vorherrschend eingeführte vielstufige und vielgliedrige Parsons-Turbine ihre vollkommenste Ausbildung und Gestalt erhalten haben, wird dies, so verschieden auch die einzelnen Typen beim ersten Anblick erscheinen mögen, lediglich durch Abstufung des Dampfdruckes, d. h. durch Auflösung des Gesamtgefälles in zahlreiche Druckstufen, zu ermöglichen gesucht.

Riedler kennzeichnet a. a. O. das Wesen dieser Gruppe kurz mit folgenden Worten: „Der Dampf strömt entsprechend dem Druckunterschiede zwischen den einzelnen Druckstufen, mit verminderter Geschwindigkeit durch das Rad der betreffenden Stufe. Der verminderten Dampfgeschwindigkeit entsprechend kann auch die Radgeschwindigkeit verringert werden. Soll die Geschwindigkeit stark vermindert werden, etwa von 30 000 auf 1—2000 Umdrehungen in der Minute, so sind je nach der beabsichtigten Umlaufszahl zahlreiche Druckstufen, 50 bis über 100, und ebenso viele Räder erforderlich."

2. Bei den Turbinen der zweiten Gruppe wird die Umlaufszahl des Rades nur durch Geschwindigkeits-Abstufung erreicht.

Der Dampfstrahl wird, nachdem er das Rad verlassen hat, auf ein oder mehrere weitere Räder geleitet, um an diese den Rest der Strömungsenergie abzugeben.



Im Gegensatz zur Druckabstufung, die hundertfach wiederholt werden kann, muss die Geschwindigkeits-Abstufung auf wenige Stufen beschränkt werden, weil sonst die Reibungs- und Spaltverluste zu gross werden. Die Geschwindigkeits-Abstufung besitzt dagegen den grossen Vorzug, wesentlich wirksamer als die Druckabstufung zu sein; denn in jeder Druckstufe ändert sich die Geschwindigkeit mit der Wurzel aus der Stufenzahl, also bei 2 Stufen im Verhältnis $1 : \sqrt{2} = 0{,}7$, bei Geschwindigkeits-Abstufung jedoch proportional der Stufenzahl.

3. Die dritte Gruppe der Stufenturbinen vermindert die Umlaufszahl der Räder durch vereinigte Druck- und Geschwindigkeitsabstufung in der Weise, dass mehrere Druckstufen und in jeder 2 oder 3 Geschwindigkeitsstufen verwendet werden. Diese Abstufung ist die wirksamste und in baulicher Hinsicht auch die vorteilhafteste.

Obgleich der Gedanke der Geschwindigkeitsabstufung bereits bei älteren Konstrukteuren auftaucht, so ist doch bei allen Stufenturbinen bis in die neueste Zeit hinein als leitender Grundsatz beim Bau derselben die Druckabstufung geblieben, da die Theorie der Dampfausströmung, mit der sich ja der Turbinenbauer in erster Linie zu beschäftigen hat, sowie das Beispiel der Druckabstufung bei den Kolbendampfmaschinen unwillkürlich die Erfinder in diese Bahn drängen musste.

Der Erste, welcher zielbewusst von dieser Bahn abgewichen ist und den neuen Weg der Geschwindigkeitsabstufung (1890) eingeschlagen hat, ist der in flugtechnischen Kreisen und auch bei den Maschinenbauern rühmlichst bekannte Berliner Ingenieur Otto Lilienthal gewesen.

Für die Entwickelung des Dampfturbinenbaues wäre es wünschenswert und zweifellos fruchtbringend gewesen, wenn Lilienthal sich nicht durch seine Bemühungen auf flugtechnischem Gebiete hätte ablenken lassen; denn er besass nicht nur das erforderliche Wissen, sondern auch Erfahrung und Tatkraft in hohem Masse. Denselben Gedanken nahm Ferranti 1895 wieder auf.

Den Weg der gleichzeitigen Druck- und Geschwindigkeitsabstufung haben Curbis in New-York und Riedler-Stumpf in Berlin zu gleicher Zeit etwa ein Jahrzehnt später (1901) betreten.

Die Turbinen mit Druckabstufung, welche in der geschichtlichen Entwickelung vorangehen, sollen daher an erster Stelle behandelt werden. Dabei sollen die Turbinen mit stehender

Welle zuerst, sodann diejenigen mit liegender Welle behandelt werden. Die Turbinen mit liegender Welle sollen gruppenweise in der Weise besprochen werden, dass die Turbinen mit mehrfacher Druckabstufung und vielen oder mehreren Laufrädern zuerst und sodann diejenigen mit einem Laufrad oder zwei Laufrädern an die Reihe kommen.

Hieran schliessen sich dann, der geschichtlichen Entwickelung entsprechend, ganz naturgemäss die Dampfturbinen mit Geschwindigkeitsabstufung und diejenigen mit gleichzeitiger Druck- und Geschwindigkeitsabstufung an.

1. Dampfturbine von Real und Pichon. 1827.

Bei den im vorigen Kapitel besprochenen Einradturbinen lässt sich die Umlaufszahl in der Minute durch Vergrösserung des Raddurchmessers bei einstufiger Wirkung höchstens auf $^1/_{10}$ der Geschwindigkeit der Laval-Turbine herabmindern, sofern die Strömungsverhältnisse richtig ausgenutzt werden.

Um eine weitere Verminderung der Umlaufszahl bis auf 5—700 in der Minute zu ermöglichen, wie solche im Grossbetriebe vielfach gefordert werden, griffen die modernen Konstrukteure zu dem alten Mittel, das bei den mehr- oder vielstufigen Turbinen des Parsonstypus sich so glänzend in der Praxis bewährt hat, nämlich zur Abstufung von Geschwindigkeit oder Druck oder auch gleichzeitig von Geschwindigkeit und Druck, allerdings nur in geringer Stufenzahl.

Zum Verständnis des Entwickelungsganges dieses modernsten Zweiges des Dampfturbinenbaues empfiehlt es sich daher zunächst die früheren Versuche mit mehr- und vielstufigen Dampfturbinen zu besprechen.

Den ersten Versuch in dieser Richtung haben Real und Pichon im Jahre 1827 gemacht. Bei den von diesen Konstrukteuren entworfenen Maschinen wirkt der Dampf entweder durch die lebendige Kraft seines Stosses oder, wie bereits oben auseinandergesetzt ist, durch Rückdruck.

Der wesentliche Fortschritt ihrer Dampfturbine der Einradturbine Branca's gegenüber besteht darin, dass hier zum ersten Male eine vielstufige Expansion des Dampfes vorgeschlagen und deren technische Durchführung an der in den Fig. 180—183 veranschaulichten Maschine dargetan wird.

Die Maschine besteht genau so wie die Parsonsturbine aus meine Cylinder *a* (Fig. 180), mit welchem übereinanderliegende,

kreisförmige Scheiben bildende Leiträder *b* fest verbunden sind. Die massive oder hohle Welle *f*, welche drehbar durch die Leiträder *b* hindurchgeht, besteht aus einzelnen treppenförmig

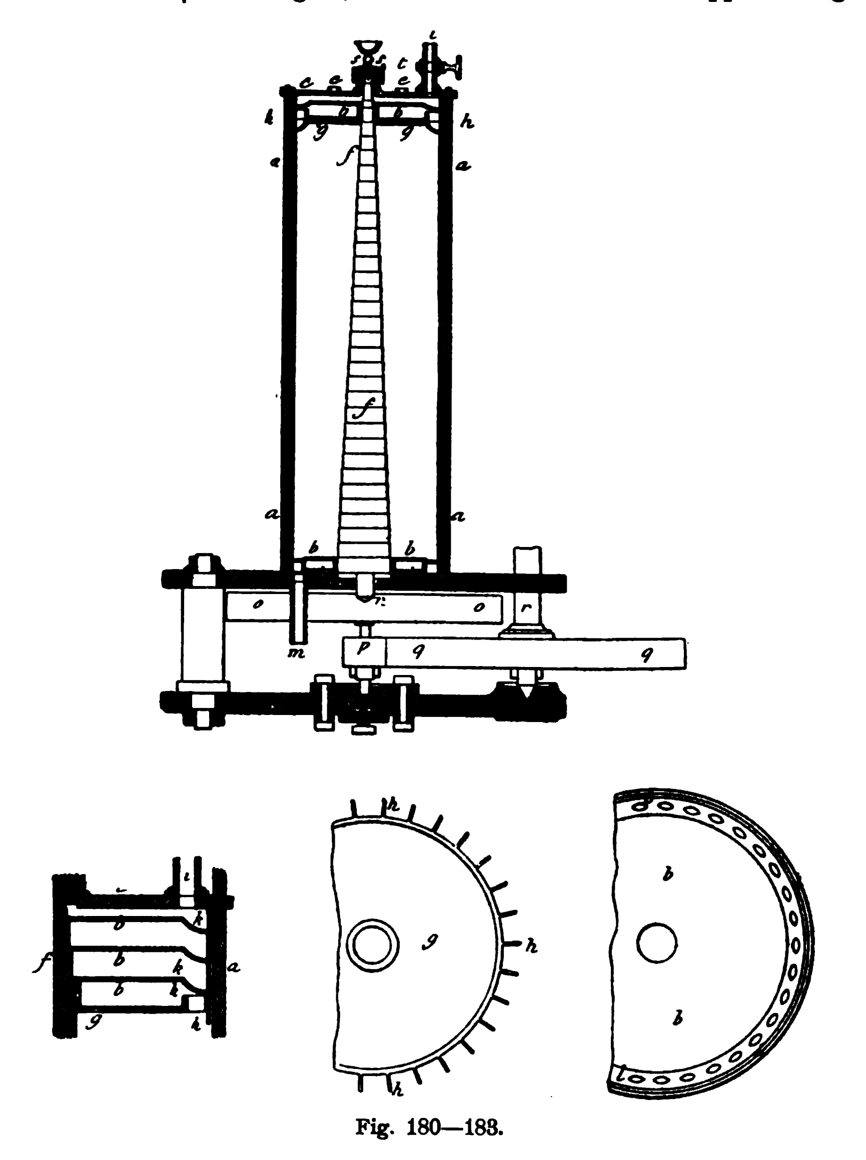


Fig. 180—183.

übereinander stehenden Zylindern mit abnehmendem Durchmesser. Die so erhaltenen kreisförmigen Vorsprünge oder Stufen tragen je ein festgekeiltes Schaufelrad *g*, auf deren gekrümmte Schaufeln *h* der Dampf fast senkrecht strömt.

Der Dampf, welcher durch Ventil *i* aus dem Kessel zugeführt wird, expandiert in die Kammer *k*, fliesst durch die Düsen *l* am Umfange der festen Leiträder *b* und stösst gegen die Schaufeln der Laufräder *g*, strömt sodann in die zweite Kammer *k*, durch das zweite Leitrad gegen das dritte Laufrad u. s. w., bis er das letzte Laufrad durchlaufen hat und durch Abflussleitung *n* zum Kondensator gelangt. Die Düsen *l* sind cylindrisch und schräg zur Peripherie gebohrt, sodass ihre Richtung senkrecht zu den Flächen der Schaufeln *h* ist.

Die auf die einzelnen Laufräder *g* übertragene lebendige Kraft wird von der gemeinsamen Welle *f* mittels Zwischenübersetzung *o p q* auf die Arbeitswelle übergeleitet.

2. Dampfturbine von Leroy. 1838—1840.

Die erste Kompound-Dampfturbine, welche durch Vereinigung mehrerer stufenförmig auf derselben Welle arbeitender Aktions-

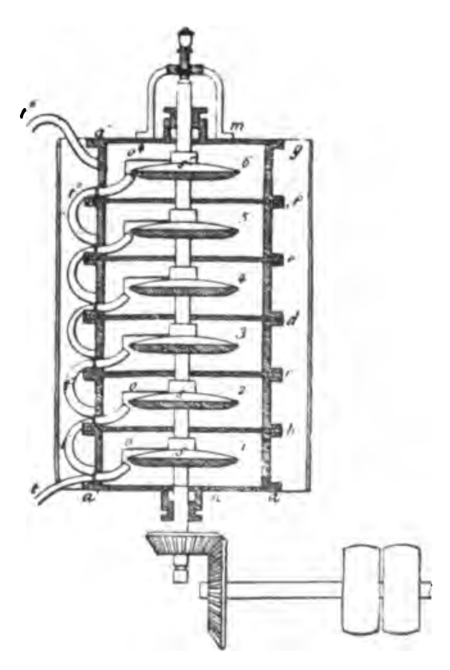


Fig. 184.

turbinen gebildet wird, hat Leroy vorgeschlagen und beschrieben. Diese Dampfturbine war für mehrfache Expansion und schliessliche Kondensation des Dampfes in der Weise gedacht, dass ein be-

stimmtes Dampfvolumen auf die Schaufeln einer Reihe von Turbinen des verbesserten Brancatypus wirkt.

Der Dampf strömt zuerst auf die Schaufeln der ersten Turbine, dann auf diejenigen der zweiten, dritten usw. mit möglichst geringem Stoss, wobei derselbe aus den Schaufeln in einer ihrer Bewegung entgegengesetzten Richtung austreten und auch durch Rückstoss wirken kann.

Diese mehrstufige Dampfturbine mit Kondensation wird, wie Fig. 184 erkennen lässt, von einem Zylinder *m n* gebildet, welcher das System der Turbinenräder umschliesst. Derselbe ist in ebensoviele kleine Zylinder *1, 2, 3* usw., als man Turbinenräder anwenden will, mittels starker Blechscheiben *b b, c c, e e* usw. geteilt. Durch diese Trennungswände geht eine zentrale Welle hindurch, welche die Turbinenräder s, s^1, s^2, s^3 usw. trägt. Letztere erhalten eine linsenförmige Gestalt, um die Reibung an ihrem Umfange zu vermindern. Die verschiedenen Kammern *1, 2, 3* usw. stehen untereinander durch Umgangsleitungen in Verbindung. Das Rohr *t* führt zum Kessel, das Rohr t^6 zum Kondensator. Das untere Ende der Turbinenachse ruht auf einem Zapfenlager, während das obere Ende durch eine Spitze zentriert ist. Ausserdem wird es durch zwei Stopfbüchsen am unteren und oberen Ende des Zylinders *m n* gehalten. Die ganze Vorrichtung wird von einem mittels Holzwolle angefüllten Mantel umhüllt, um Abkühlung zu verhindern. Der aus dem Kessel durch Rohr *t* eintretende hochgespannte Dampf strömt zunächst in tangentialer Richtung auf die Schaufel des Turbinenrades *s* (Fig. 185). Nach-

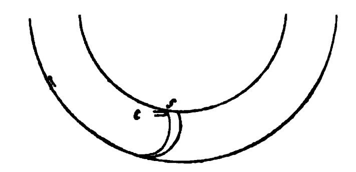


Fig. 185.

dem der Dampf durch Stoss und Rückstoss auf die Schaufel gewirkt und einen Teil seiner Energie auf das erste Turbinenrad übertragen hat, entweicht er mit noch verhältnismäss grosser Geschwindigkeit durch Oeffnung *o* tangential und strömt durch Rohr t^1 auf die Schaufel der zweiten Turbine wie zuvor usw., bis er nach Durchströmen jeder Turbine schliesslich durch Rohr t^6 zum Kondensator fliesst.

Die Schaufeln sind ebenso wie diejenigen der Real'schen Turbinen gekrümmt und besitzen, wie Fig. 185 zeigt, eine halbkreisförmige Form, sodass sowohl Aktions- wie auch Reaktionswirkung erzielt wird.

Die weiter unten zu besprechende Verbund-Dampfturbine von Hörenz (1901) unterscheidet sich von der Dampfturbine Leroy's nur durch die Zwischenschaltung selbsttätiger Druckregelungsvorrichtungen, welche jeder Turbine die Zuführung von Dampf bestimmter Spannung bezw. zwischen jeder Turbine einen bestimmten Druckabfall sichern.

3. Dampfturbine von Tournaire. 1853.

Die Arbeit über Dampfturbinen, welche Tournaire der Pariser Akademie der Wissenschaften in der Sitzung vom 28. März 1853 vorgelegt hat, kann als ein Wendepunkt in der Entwickelung der Dampfturbinen insofern betrachtet werden, als darin zum ersten Mal von einem Fachingenieur die Hauptgesichtspunkte, welche beim Bau von Dampfturbinen beachtet werden müssen, in klarer Weise auseinandergesetzt werden. Da mir der vollständige Urbericht Tournaire's nicht zur Verfügung steht, so muss ich mich darauf beschränken, das von Sosnowski in „Roues et turbines à vapeur" S. 51—55 abgedruckte Citat aus jener Abhandlung wörtlich wiederzugeben.

„Man hat oft versucht, den Wasserdampf oder ein anderes Gas durch Rückdruck auf die Schaufeln oder Zellen von den Wasserturbinen oder Wasserrädern ähnlichen Vorrichtungen zur Erzeugung von Drehbewegung wirken zu lassen. Diese Erfindungen haben sich jedoch noch nicht durch praktische Erfolge bewährt. Die wirtschaftliche Anwendung des Reaktionsprinzips auf Maschinen, welche durch elastische Flüssigkeiten angetrieben werden, ist gleichwohl von sehr hohem Interesse; denn die Maschinenteile erhalten die kleinsten Abmessungen und in den meisten Fällen wird die Kraftübertragung erleichtert oder vereinfacht. Kurz, man würde durch solche Maschinen alle diejenigen Vorteile erreichen können, welche die Wasserturbinen gegenüber den Wasserrädern mit grossen Durchmessern aufweisen.

Die elastischen Flüssigkeiten erlangen bereits durch den Einfluss ziemlich schwacher Spannungsunterschiede bedeutende Ausströmungsgeschwindigkeiten. Um solche Geschwindigkeiten auf einfachen, den Wasserturbinen entsprechenden Laufrädern richtig nutzbar zu machen, müsste man eine ausserordentlich hohe

Drehgeschwindigkeit zulassen und die Querschnittssumme der Düsen selbst für einen grossen Verbrauch des Betriebsmittels sehr klein machen. Man würde diese Schwierigkeiten dadurch beseitigen können, dass man dem Dampf oder dem Gase entweder allmälig und stetig oder durch aufeinanderfolgende Stufen die Spannung nimmt und das Betriebsmittel mehrmals auf die passend verteilten Turbinenschaufeln wirken lässt.

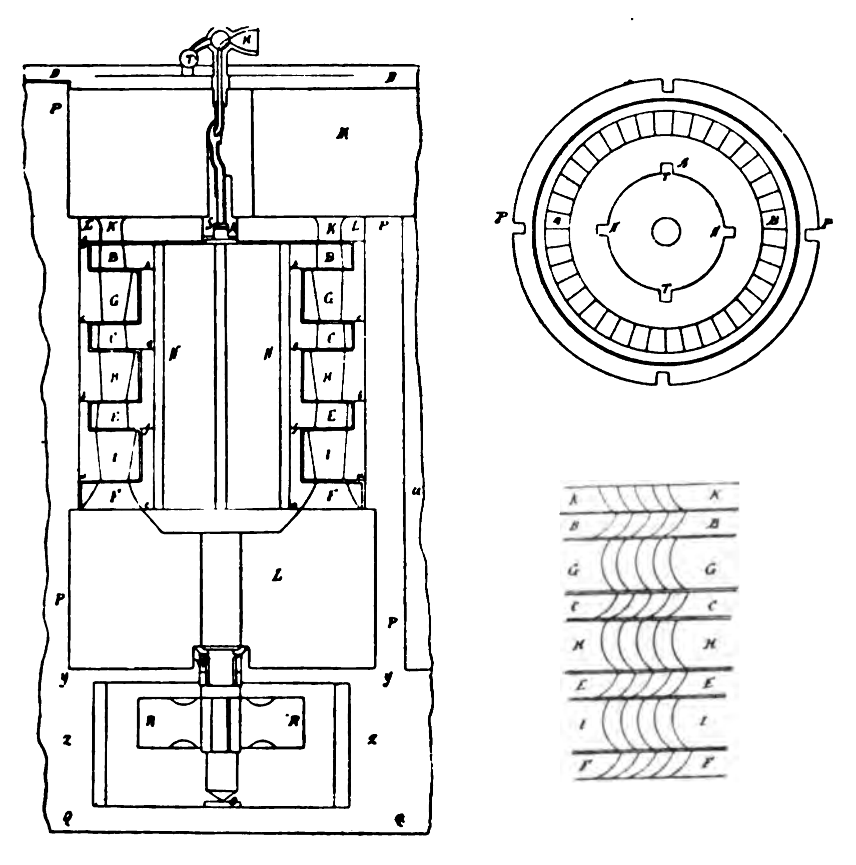


Fig. 186—188.

Wenn die Spannungsunterschiede, wie dies bei den Dampfmaschinen der Fall ist, beträchtlich sind, so muss man naturgemäss eine grosse Anzahl von Turbinen anwenden, um die Geschwindigkeit des Flüssigkeitsstosses genügend herabzudrücken. Das geringe Gewicht und die kleinen Abmessungen der bewegten Maschinenteile gestatten übrigens, sehr grosse Drehgeschwindigkeiten im Vergleich zu denjenigen der gebräuchlichen Maschinen anzuwenden.

Bei der grossen Zahl der Organe ist es notwendig, dass dieselben einfach und von grösster Genauigkeit sowie leicht zugänglich und auswechselbar sind. Tournaire glaubt diese wesentlichsten Bedingungen durch folgende Vorrichtung erfüllt zu haben:

Die in Fig. 186—188 veranschaulichte Maschine besitzt mehrere von einander unabhängige Triebwellen, welche mittels Zahnräder auf ein und dasselbe, die Arbeitswelle drehendes Zahnrad wirken. Jede der Wellen trägt mehrere Turbinen- oder Laufräder *B B*, *C C*, *E E*, welche um eine bewegliche Welle *O A* verteilt sind und die Flüssigkeit in ein und derselben Entfernung von der Welle aufnehmen und abgeben. Zwischen je zwei Turbinen ist ein Schaufelkranz oder Leitrad *G G*, *H H*, *I I* angeordnet. Die Betriebsflüssigkeit tritt durch Strahldüsen *K K* in das erste Laufrad, sodann nach Ausübung des Reaktionsdruckes in demselben in die Leitschaufeln ein, welche ihr die geeignetste Richtung und Geschwindigkeit geben, damit der Stoss richtig auf das zweite Schaufel- oder Laufrad wirkt. Jedes dieser beweglichen und festen Systeme von Organen ist in ein cylindrisches Gehäuse eingeschlossen. Die Leitschaufeln bilden Teile von Ringen oder ringförmigen Stücken in dem festen Cylinder und müssen sehr genau untereinander liegen. Die Laufschaufeln haben ebenfalls die Form von Ringen und sind in den auf der Welle sitzenden Laufkranz eingesetzt. Einige in Rillen passende Vorsprünge vereinigen die Leiträder fest mit dem cylindrischen Gehäuse, sowie die Laufräder mit der Welle. Die obersten Leitschaufeln, welche einfach die Rolle von Strahldüsen spielen, können in einer vollen Platte angebracht sein, welche die Schlitze oder den Zapfen der Welle aufnimmt und zur Befestigung derselben dient.

Nachdem das Betriebsmittel auf die Turbinenräder der ersten Welle seine Wirkung ausgeübt und so einen kleineren oder grösseren Teil seiner Energie verloren hat, wirkt es in gleicher Weise auf die Laufräder der zweiten Welle u. s. w.

Da der Dampf in demselben Masse, in welchem er die Lauf- und Leiträder durchläuft, sich entspannt, so müssen die Querschnitte der Schaufeln nach und nach breiter werden und die letzten Organe grössere Abmessungen als die ersten erhalten.

Das letzte Laufrad auf jeder Welle muss wie bei den Wasserturbinen die Flüssigkeit mit einer sehr geringen Geschwindigkeit entströmen lassen. Am Austritt der anderen Laufräder soll die Flüssigkeit eine Geschwindigkeit behalten, welche am besten für den Eintritt in die Leitkanäle passt.

Die Arbeit, welche auf die Laufräder übertragen wird, rührt der Hauptsache nach nicht von der wirklich verschwundenen Geschwindigkeit des Flüssigkeitsstromes, sondern von der Druckdifferenz am Ein- und Austritt der Schaufeln her. Diese Druckdifferenz erzeugt einen grossen Ueberschuss der relativen Austrittsgeschwindigkeit über die relative Eintrittsgeschwindigkeit. Zu diesem Zwecke genügt es infolge der Stetigkeit des Stromes, dass die Kanäle am Austritt geringere Querschnitte als am Eintritt aufweisen, wie dies ja bei den meisten Wasserturbinen der Fall ist. Im Verhältnis zu ihrer Drehgeschwindigkeit werden die Turbinenkanäle mit grösseren Geschwindigkeiten durchlaufen als die Kanäle gewöhnlicher Reaktionsräder; infolgedessen müssen sie auch im Stande sein, eine grössere Leistung zu liefern.

Wie bei allen Maschinen, so streben auch hier mehrere Ursachen, den Wirkungsgrad zu vermindern und ihn kleiner als den theoretischen zu machen.

Ein Teil der Flüssigkeit entweicht durch den Spielraum, welchen man notgedrungen zwischen den beweglichen und festen Teilen lassen muss, und übt keine Wirkung auf die Laufräder aus und wird auch nicht durch die Leiträder hindurchgeleitet. Derselbe wird Stösse und Wirbel am Ein- und Austritt der Schaufeln erzeugen. Die Reibungswiderstände, welche wegen der Enge der Kanäle gross werden. können einen ziemlich beträchtlichen Teil der theoretischen Arbeit ausmachen.

Damit die Anwendung der Grundprinzipien auf mittels elastischer Flüssigkeiten betriebener Maschinen von Erfolg gekrönt wird, muss man eine grosse Genauigkeit und Sorgfalt auf Form und Zusammenbau der Maschinenteile verwenden, die Abmessungen und Formen der Schaufeln und Kanäle aufmerksam studieren.

Es ist von Wichtigkeit, dass die Zähne der Räder, welche mit grossen Geschwindigkeiten laufen, einen sehr sanften Gang ohne Stösse und Erschütterungen haben; die Schraubenräder, sagt de White, werden wahrscheinlich eine gute Wirkung ergeben. Es wird sich auch empfehlen, die Wellen durch aussen angeordnete Halslager zu stützen, damit die Metallpackungen nicht zu starken Druck erleiden. Die Zahnräder müssen den Axialdruck aufnehmen, welcher wegen der kleinen Abmessungen der Turbinen nur gering ist.

Zur Regelung des Flüssigkeitsverbrauches dienen zwei Schieber oder Ventile. Das Eine derselben ist in dem vom Re-

gulator beherrschten Zuleitungsrohr, das Andere im Auspuffrohr angebracht."

4. Dampfturbine von Girard. 1855.

Bei der in Fig. 189 und 190 veranschaulichten Turbine mit vertikaler Welle sind, um Verluste an lebendiger Kraft des Dampfes zu vermeiden, die Leiträder fortgelassen und durch Ringkanäle ohne Schaufeln ersetzt. Der Dampf tritt in der Mitte ein, strömt durch den Kanal *a b c* des ersten Laufrades hindurch,

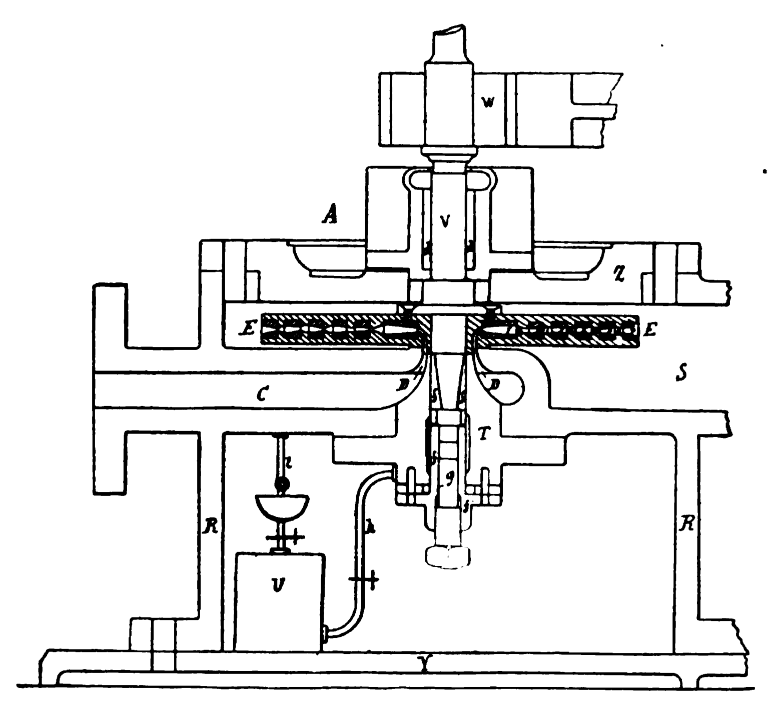


Fig. 189.

treibt durch seinen Rückdruck letzteres in Richtung des eingezeichneten Pfeiles um, entweicht in den Ringkanal *G*, wo er sich entspannt, strömt sodann durch das zweite Laufrad in den zweiten Ringkanal usw., bis er schliesslich alle Laufräder beeinflusst hat und an der Peripherie ins Freie oder in den Kondensator entweicht.

5. Dampfturbine von Hannsen. 1870.

Die in den Fig. 191 uud 192 veranschaulichte Dampfturbine besteht aus einer Reihe von Leit- und Laufrädern, welche

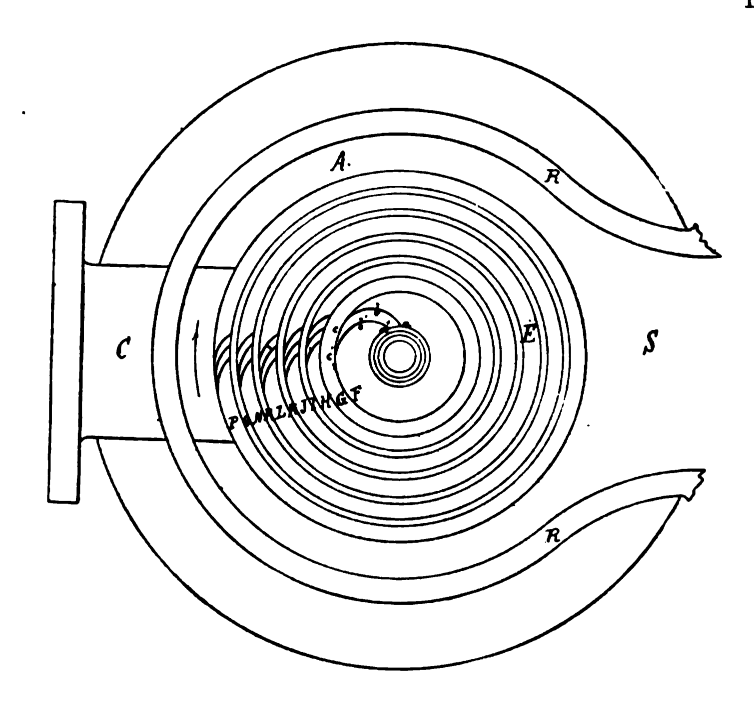


Fig. 190.

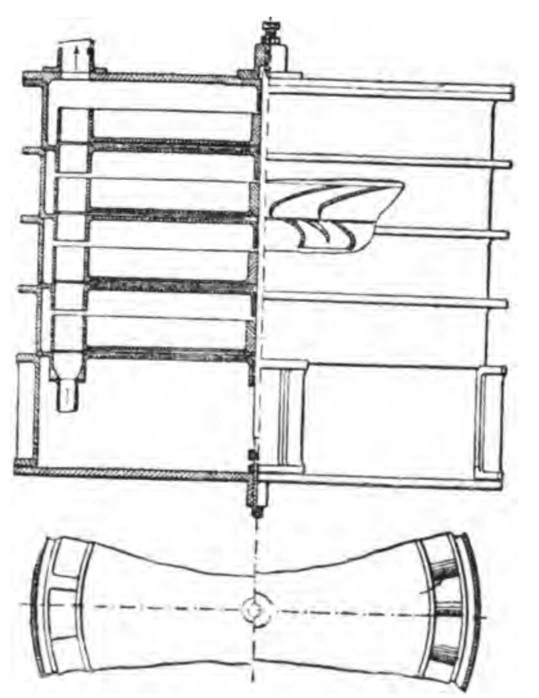


Fig. 191 und 192.

horizontal auf eine vertikale Welle aufgekeilt sind. Der Dampf, welcher unten ein- und oben ausströmt, beaufschlagt die übereinander liegenden Laufräder in mehrstufigem Arbeitsgange.

6. Dampfturbine von Riedler-Stumpf. 1903.

Keine einzige der bisher besprochenen stehenden Dampfturbinen dürfte praktisch wirklich versucht sein; wenigstens habe ich dies nicht feststellen können. Dagegen berichtet Riedler in seinem

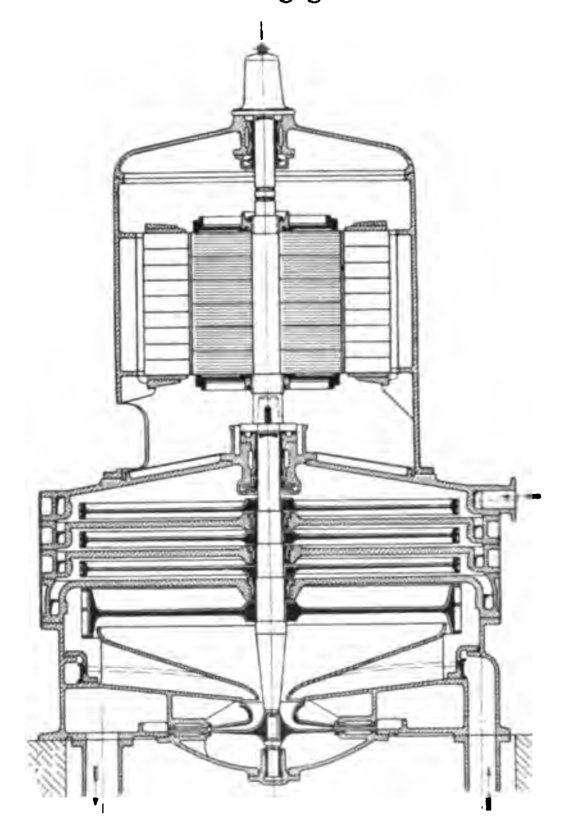


Fig. 193.

oben angeführten Vortrage in der „Schiffbautechnischen Gesellschaft" über ausgeführte stehende Riedler-Stumpf-Turbinen. Der Dampf tritt bei diesen nicht unten ein und oben aus wie bei der Hannsenschen Turbine, sondern oben ein und unten aus.

Fig. 193 zeigt eine vertikale Turbodynamomaschine mit vier Druckstufen und zwei Geschwindigkeitsstufen innerhalb jeder Druckstufe. Die Leistung beträgt 500 Kilowatt bei minutlich

750 Umdrehungen. Der oben in das erste Rad eintretende Dampf wird beim Uebertritt in das zweite Rad wieder in Düsen gefasst und setzt so seinen Weg fort bis zum letzten Rade. An das unterste Niederdruckrad schliesst sich ein ringförmiger Auspuffkanal an, durch welchen der Dampf nach der Mitte zum Kreiselkondensationsrade strömt, der ebenso wie das Arbeitsverfahren der Turbine weiter unten eingehend besprochen werden soll. Die Gewichte der laufenden Teile werden durch ein Oeldrucklager aufgenommen, welches zwischen Dynamomaschine und Turbine eingebaut ist.

Riedler weist auf die zwanglose Einfügung des Kreiselkondensators in den unteren Teil der Maschine noch besonders hin.

Schlussbemerkung.

Vorschläge zum Bau stehender mehrstufiger Dampfturbinen sind bereits am Anfang des vorigen Jahrhunderts gemacht worden. Aber kein einziger Erfinder scheint seine Gedanken wirklich in die Praxis umgesetzt zu haben. Das Wollen war wohl vorhanden, aber die entscheidende Tat des Vollbringens fehlte, bis Riedler und Stumpf dies Problem und zwar in erfolgreicher Weise durch die Ueberwindung der Schwierigkeit der Lagerung der vertikalen Welle mittels eines die Gewichte der laufenden Teile aufnehmenden Oeldrucklagers praktisch lösten. Auch hier zeigt sich, dass in der Technik nicht allein das Wissen und Wollen, sondern die zielbewusste Tat des praktischen Maschinenbauers entscheidet und den Fortschritt bringt. Ideen und Theorien, die nicht verwirklicht werden, sind wohlfeil wie Brombeeren; bei der Ausführung zeigt sich erst, wie ich aus Erfahrung weiss, worin der Schwerpunkt des Problems verborgen liegt, und dass, wie die oben angeführten klassischen Beispiele von de Laval, Parsons und Riedler-Stumpf beweisen, es sich in der Regel um rein konstruktive Aufgaben, wie Verwendung oder Herstellung einfacher Maschinenelemente o. dergl., handelt, an denen der Theoretiker achtlos vorübergeht.

VII. KAPITEL.

Stufenturbinen mit liegender Welle (Vielrad-Turbinen).

1. Dampfturbine von Wilson. 1848.

Die in Fig. 194 veranschaulichte Dampfturbine mit mehrfacher Druckabstufung ist in ein Gehäuse *H* mit festen Leitschaufeln *v*, *t* und *s* eingeschlossen; die Laufschaufeln *g*, *u*, *v*

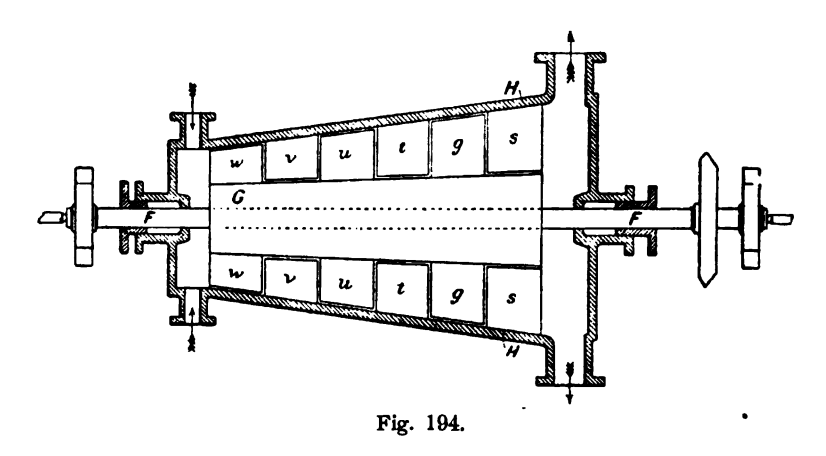


Fig. 194.

sind auf der gemeinsamen Welle *F* befestigt. Der grösste Durchmesser einer solchen Turbine betrug nach den Zeichnungen der Patentschrift über 2,75 m. Diese Turbine hat in der vervollkomneten Gestalt der Parsonsturbine die bis heute grössten praktischen Erfolge erzielt.

2. Dampfturbine von Müller. 1877.

Die in den Fig. 195 u. 196 veranschaulichte Turbine besteht aus einer Reihe von zylindrisch geformten Kästen c, c^1, c^2, deren lichter Durchmesser von links nach rechts bei jedem folgenden ein grösserer ist.

Die beiden an den Kopfenden angebrachten Verschlussdeckel haben rohrförmige Ansätze *d*, *e* für den Dampfeintritt in das Innere der Kästen und für den Dampfaustritt. Die Deckel haben Stopfbüchsen und angegossene Lagerböcke, welche zur Abdichtung bezw. Lagerung der Achse *a* dienen.

Jeder Kasten erhält eine mit ihm aus einem Stück bestehende durchbrochene Wand *b* bezw. b^1, b^2, welche ganz wie

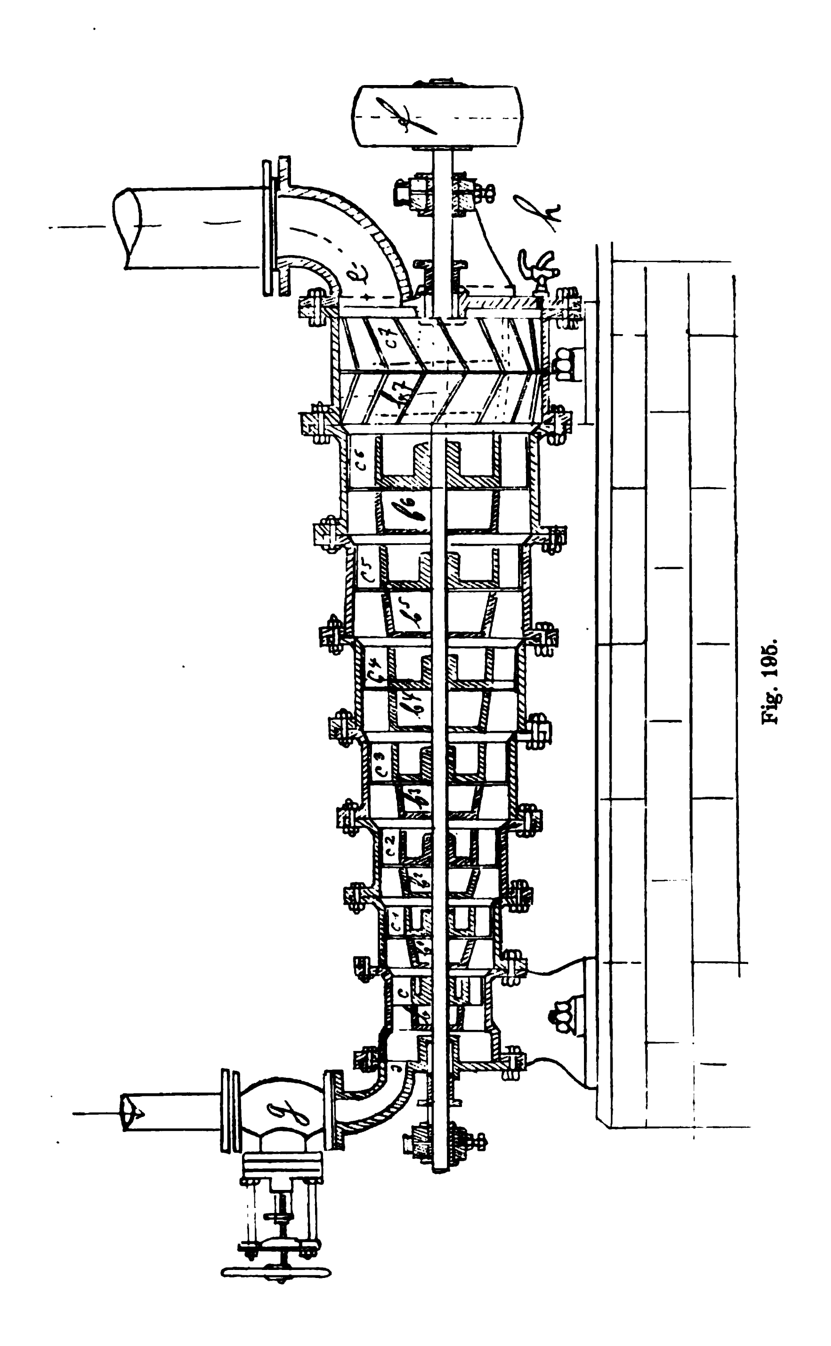


Fig. 195.

die Leitschaufeln bei gewöhnlichen Turbinen den durchgehenden Dampf den Schaufeln der in jedem einzelnen Kasten befindlichen Turbinenräder *c* bezw. c^1, c^2 zuführt. Letztere sind sämtlich auf die gemeinsame Welle *a* aufgekeilt.

Die Wirkungsweise dieser Turbine ist nun folgende:

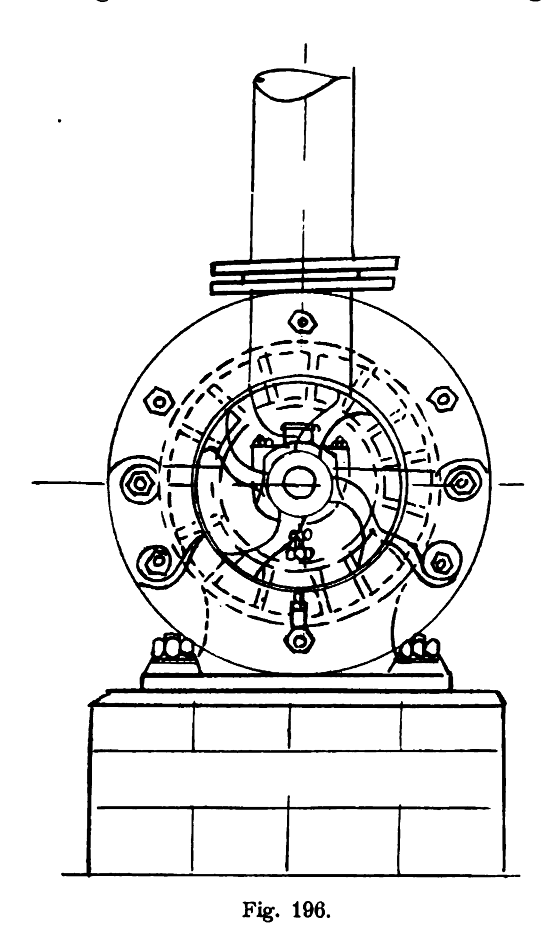


Fig. 196.

Bei *d* tritt der Frischdampf in das Innere der Kästen ein, strömt durch Leitkranz *b* gegen die Schaufeln des Laufrades *c*, dreht letzteres unter Abgabe eines Teiles seiner Kraft um und tritt aus dem Laufrade mit verminderter Spannung aus.

Damit nun der ausströmende Dampf möglichst geringen Widerstand erfährt, muss der Raum, in den er strömt, d. h. der lichte Querschnitt des Leitrades *b* grösser sein, als derjenige des Laufrades *c*; daher muss der Durchmesser jedes folgenden Kastens

grösser sein. Durch das zweite Leitrad *b* hindurch schiesst der Dampf gegen die Schaufeln des Leitrades c^1, zum Umtriebe desselben wiederum einen Bruchteil seiner Kraft abgebend.

Die kleinere Kraft, welche die geringere Spannung des Dampfes für die Einheit der Querschnittsfläche ergiebt, erfordert einen grösseren Hebelarm oder Halbmesser des Laufrades, um die gleiche Arbeit zu leisten.

Aus Laufrad c^1 tritt der Dampf wiederum mit verminderter Kraft in Leitrad b^2 und durch dieses hindurch in Laufrad c^2 u. s. w. und entweicht schliesslich bei *e*.

Um den grossen Dampfverlust, welcher bei den bisherigen Dampfturbinen stattfand, zu vermeiden, lässt der Erfinder den noch nutzbaren, aus dem ersten Laufrade ausströmenden Dampf auf ein zweites, den aus letzterem wieder auf ein drittes u. s. f. wirken, wodurch, wenn alle diese Lauf- oder Turbinenräder auf einer gemeinschaftlichen Welle festsitzen, auf letztere ein grosser Prozentsatz der Arbeit übertragen wird, welche der Dampf überhaupt zu leisten vermag. Diese Arbeit kann entweder direkt auf die Axe einer ebenfalls rotierenden Maschine oder vermittels der Riemenscheibe *f* und eines Riemens auf eine Transmissionswelle übertragen werden.

Da diese Maschine, bemerkt der Erfinder, voraussichtlich eine schnell rotierende sein wird, so eignet sie sich namentlich zum Betriebe grösserer Ventilatoren, elektrischer Lichterzeugungsmaschinen etc., welche dabei am besten direkt mit der Welle *a* gekuppelt werden.

Der Absperrschieber *g* dient zur Regulierung des Dampfzutritts und der Hahn *h* zum Ablassen des Kondensationswassers (Fig. 195).

3. Dampfturbine von Edwards. 1876.

Bei der durch die Fig. 197 und 198 veranschaulichten Dampfturbine trägt die gemeinsame Welle *f* eine Anzahl von Laufrädern *i*, welche sich in gesonderten Gehäusekammern von zunehmendem Rauminhalt befinden. Das ganze Gehäuse wird durch Verschlussplatten *d* d^1 verschlossen, welche mittels Schraubenbolzen *e* verschraubt werden.

Der durch Dampfleitung *h* zugeführte Dampf strömt von der ersten Kammer durch die Leitschaufeln *n*, welche ihn auf die Schaufeln der Laufräder *i* leiten. Nach Abgabe eines Teiles seiner Energie strömt er sodann in die zweite Kammer, durch

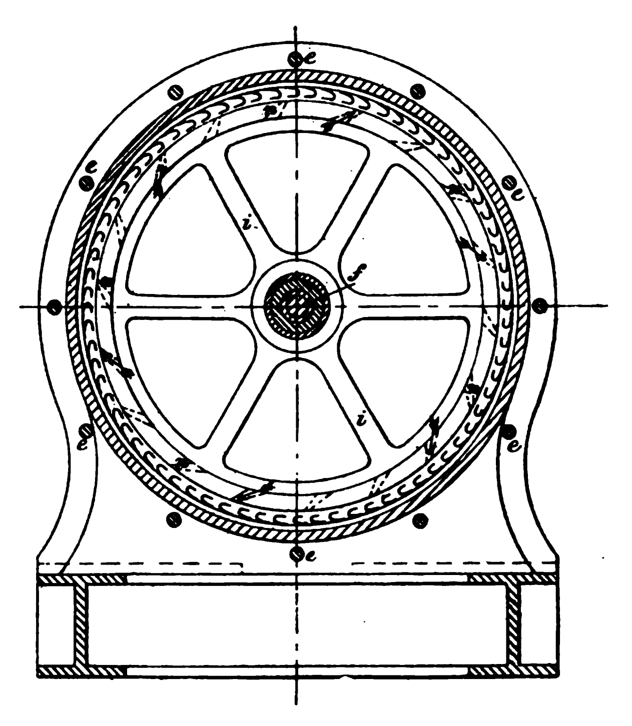


Fig. 197.

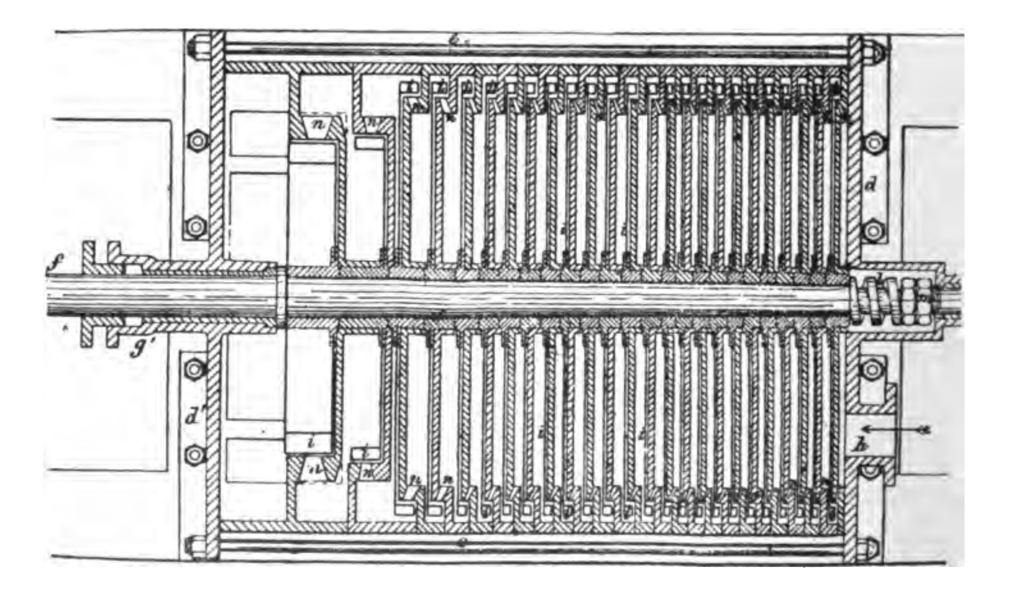


Fig. 198.

das zweite Leit- und Laufrad u. s. w., sich allmälig entspannend und sein Volumen vergrössernd, bis er schliesslich aus der letzten Kammer in die Atmosphäre oder in den Kondensator entweicht.

Bei den ersten Laufrädern strömt der Dampf zentrifugal, bei den letzten dagegen, links in Fig. 197, zentripetal.

4. Dampfturbine von Parsons. 1884—1899.

Das ausserordentliche Verdienst von C. A. Parsons besteht gegenüber den oben gewürdigten Leistungen de Lavals vor allen Dingen darin, eine Dampfturbine konstruiert zu haben, deren Tourenzahl sie zur direkten Kupplung mit anderen Maschinen geeignet machte. Mit seltener Energie und Beharrlichkeit hat er über 15 Jahre an der Vervollkommnung seiner Erfindung gearbeitet. Wenn auch seine erste Dampfturbine, welche dem praktischen Betriebe 1884 übergeben wurde, noch eine Umdrehungszahl von 18 000 in der Minute hatte, so gewährleistete doch das von ihm angewandte System von vornherein eine Reduktion der Tourenzahl; er konnte bereits im Jahre 1888 eine 50 PS-Dampfturbine fertig stellen, die nur mit 7000 Touren in der Minute lief, und gleich darauf baute er eine solche von 200 PS-Leistung, deren Tourenzahl sogar nur 4000 in der Minute betrug. Dabei gelang es ihm bereits, für seine Dampfturbine einen Dampfverbrauch zu erzielen, der demjenigen guter Kolben-Dampfmaschinen gleich kam. In stetiger, stufenweiser Vervollkommnung seiner Maschine gelangte Parsons schliesslich zum Bau von Dampfturbinen, deren Tourenzahlen je nach Grösse und Verwendungsart zwischen 750 und 3500 in der Minute betrugen.

Da diese Tourenzahlen die Parsons-Turbine zur direkten Kupplung mit raschlaufenden Betriebsmaschinen, insbesondere mit elektrischen Maschinen, geeignet machen, so war damit der Dampfturbine die Bahn für den technischen Grossbetrieb eröffnet, welche der Lavalturbine wegen der Notwendigkeit der Zwischenübersetzung durch Zahnräder oder Reibungskuppelung verschlossen geblieben war. Hierin liegt vor allen Dingen das grosse Verdienst von Parsons um die Förderung des Dampfturbinenbaues.

Infolge dieser Erfolge hat auf Anregung und unter namhafter Beteiligung der Firma Brown, Boveri & Cie, A.-G. sich in Deutschland die „Aktiengesellschaft für Dampfturbinen System Brown, Boveri, Parsons“ und später die „Turbinia, Deutsche Parsons-Marine-Aktiengesellschaft, Berlin“ gebildet, für welche jene Firma den Bau von Dampfturbinen übernimmt.

Bei der Parsonsturbine bilden die Schaufeln längs einer Stahlwalze eine grössere Anzahl nebeneinander liegender Kränze; in dieselben ragen feststehende Schaufelkränze, welche im Innern eines gusseisernen Zylinders angeordnet sind, unter Belassung eines Abstandes von 3—4 mm herein (s. Fig. 199). Der Dampf überträgt wie bei den Wasserturbinen seine Kraft direkt auf die Laufräder.

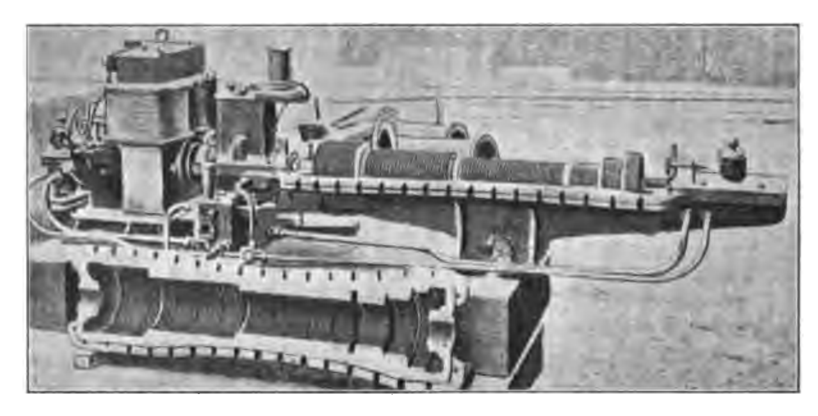


Fig. 199.

Beim Durchströmen des ersten feststehenden Leitrades tritt eine teilweise Entspannung des Dampfes ein, wodurch auf die unmittelbar folgenden Schaufeln des ersten Laufrades eine Aktionswirkung ausgeübt und dieses gedreht wird. In diesen Schaufeln ändert der Dampf seine Richtung, expandiert weiter und strömt in das zweite Leitrad über. Hierbei entsteht eine Reaktionswirkung auf die Laufradschaufeln, welche die Aktionswirkung der ersten Beaufschlagung unterstützt. In dem zweiten und allen folgenden Leit- bezw. Laufrädern wiederholt sich dieser Vorgang unter stetiger weiterer Entspannung des Dampfes, bis er die ganze ihm innewohnende Arbeitsfähigkeit auf die rotierenden Schaufeln und durch diese auf die Welle der Stahlwalze übertragen hat.

Alsdann strömt der Dampf entweder ins Freie oder in den Kondensator.

Fig. 200 zeigt die Parsonsturbine in schematischer Darstellung. *E* ist ein Dampfvorraum, in welchen der Dampf zunächst eintritt, während *A* die eigentliche Eintrittsstelle des Dampfes in den gusseisernen Cylinder und *K* die Auspuffleitung ist. Die Stahlwalze erstreckt sich von *C* bis *B*; die Schaufelkränze

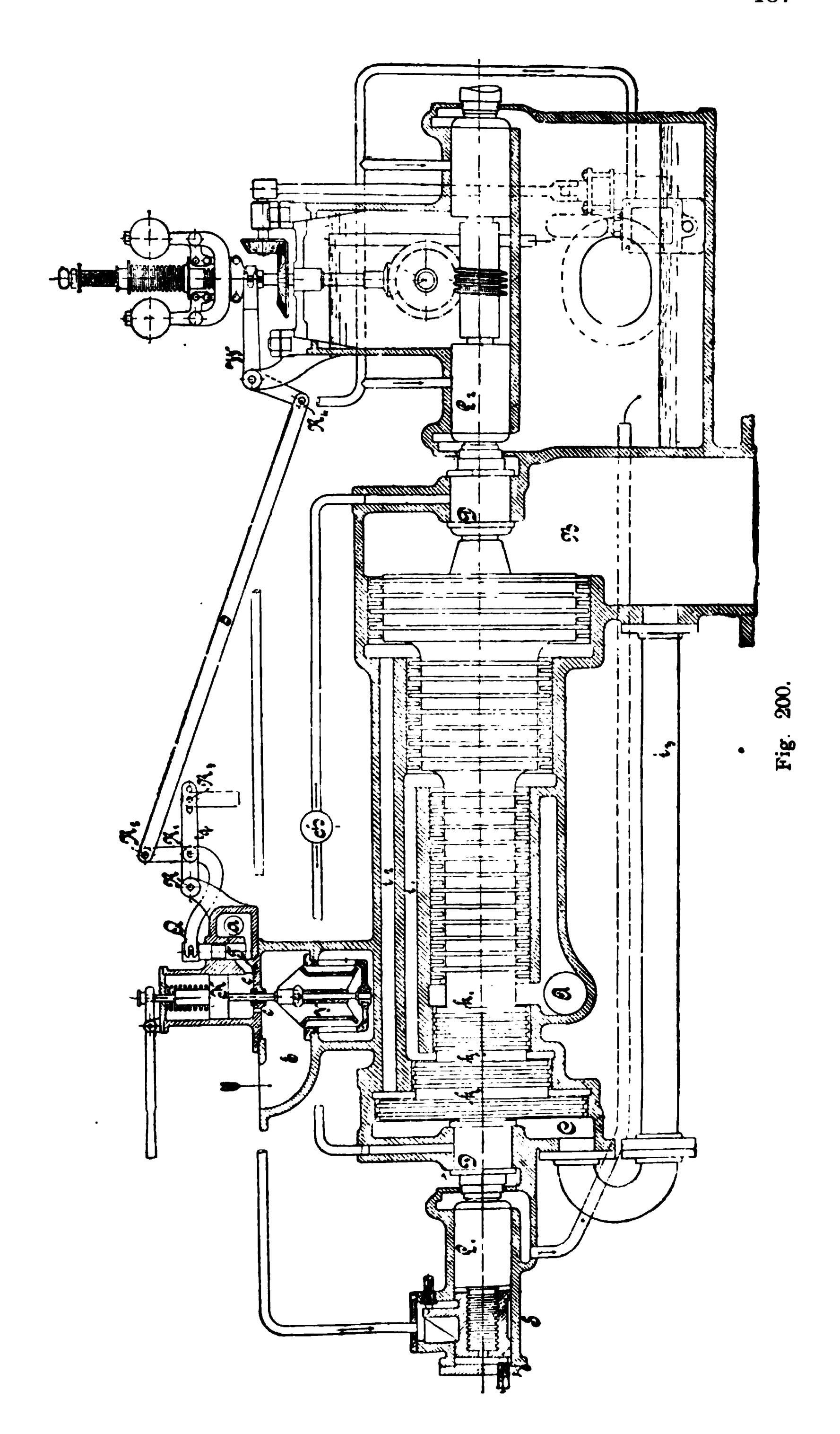


Fig. 200.

befinden sich auf dem Teil *A B*, während auf dem linken Teil *A C* drei Kolben k_1, k_2 und k_3 angeordnet sind.

Der Dampf expandiert vom Dampfeintritt *A* bis zum Dampfaustritt *B* von Schaufelkranz zu Schaufelkranz, wobei das Volumen des Dampfes gleichzeitig von Kranz zu Kranz zunimmt. Da dem sich stetig vergrössernden Dampfvolumen entsprechend auch der Querschnitt des Dampfstromes innerhalb der Turbine grösser werden muss, so ist der mit Schaufeln besetzte Teil *A B* der Stahlwalze in drei Stufen unterteilt, deren Durchmesser am Dampfeintritt *A* am kleinsten und am Austritt *B* am grössten ist. Die gesamte Expansion des Dampfes ist dadurch in drei Hauptstufen unterteilt, ähnlich wie es bei einer Dreifach-Expansions-Dampfmaschine der Fall ist. Jede dieser Hauptstufen besteht selbst wieder aus einer grösseren Zahl von Neben- oder Unterstufen.

Bei der Bewegung des Dampfes von *A* nach *B* wird auf die Stahlwalze ein achsialer Druck in der Richtung der Dampfströmung *A B* ausgeübt. Um diesen Druck aufzuheben, sind auf dem linken Walzenteil *A C* die drei Kolben k_1, k_2 und k_3 angeordnet, deren Durchmesser den Durchmessern der drei Schaufelabteilungnn in umgekehrter Reihenfolge entsprechen. Auf dieselben wird ein Dampfdruck in der Richtung *A C*, entgegengesetzt zu *A B*, ausgeübt. Durch Kanäle c_1, c_2 und c_3 stehen die Räume zwischen diesen Kolben und der Raum hinter dem letzten Kolben in Verbindung mit den entsprechenden Abstufungsstellen des Walzenteiles *A B* bezw. mit dem Dampfaustritt, sodass die Dampfdrücke in den Richtungen *A C* und *A B* vollständig gleich sind. Die Welle der Dampfturbine ist daher in Bezug auf axialen Druck vollständig entlastet.

Da jedoch trotzdem Pendeln der Turbinenwelle eintreten könnte, so ist noch ein Kammlager *S* vorgesehen, das eine genaue Einstellung der Entfernung zwischen feststehenden und laufenden Schaufelkränzen ermöglicht.

An den beiden Stellen *D* tritt die Turbinenwelle abgedichtet aus dem Cylinder heraus, während dieselbe erst ganz ausserhalb der Turbine in Lagern bei L_1 und L_2 gelagert ist.

Die Schaufeln sind aus geschmiedeter Spezialbronze hergestellt und so bemessen, dass ihre Beanspruchung einer 20 bis 40 fachen Sicherheit entspricht; ein Materialfehler kann bei der geringen Schaufeldicke nicht verborgen bleiben. Die Schaufeln werden in der Weise befestigt, dass sie in schwalbenschwanzförmige Stufen der Stahlwalze eingesetzt werden, so dass ein

sicherer Schutz gegen ein Herausfliegen derselben gewährleistet ist. Die Entfernung zwischen zwei aufeinander folgenden Schaufelreihen beträgt 3 bis 4 mm, diejenige zwischen Schaufeln und Cylinderwandung ist nahe dem Dampfeintritt bei den ersten Schaufelkränzen so bemessen, dass ein Schleifen der Schaufeln gegen die Cylinderwandung ausgeschlossen ist, in grösserer Entfernung jedoch ohne nachteiligen Einfluss auf den Dampfverbrauch gleich 2 bis 3 mm. Die schematische Anordnung der Leit- und Laufräder zeigt Fig. 201.

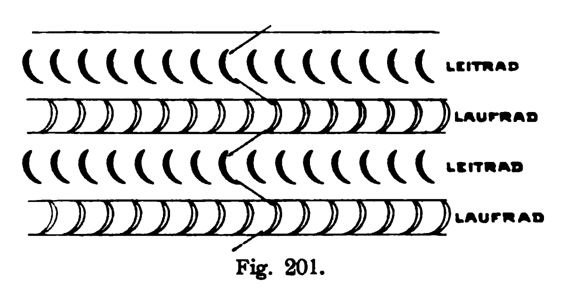


Fig. 201.

Das vielstufige Arbeitsverfahren der Parsonsturbine bedingt die Verwendung einer sehr grossen Anzahl von Leit- und Laufschaufeln; es sind z. B. bei grossen Schiffsmaschinen mit geringer Umlaufszahl und geringem Dampfverbrauch für die P. S.-Stunde für die Leit- und Laufräder zusammen etwa 40 000 bis 80 000 Schaufeln erforderlich. Hieraus folgt, dass das wichtigste Maschinenelement der vielstufigen Turbine die Schaufel bildet und auf deren Konstruktion und Einbau, ganz abgesehen von den Forderungen, welche aus theoretischen Gründen an die Form der Schaufeln gestellt werden müssen, die grösste Sorgfalt verwendet werden muss. Insbesondere muss bei deren Form und Einbau darauf gesehen werden, dass die Abdichtung der einzelnen Schaufelkränze gegen unerwünschten und schädlichen Dampfdurchgang eine möglichst vollkommene wird.

Zu diesem Zwecke bilden die neuesten aus einzelnen eingesetzten Schaufeln hergestellten Schaufelkränze entweder an der Eintritts- oder an der Austrittsseite des Schaufelringes einen geschlossenen Kranz, dessen Fugen mit Silber- oder Hartlot verlötet werden können. Zur Bildung des geschlossenen Schaufelkranzes werden die Kopfenden der aus geeignet profiliertem, gewalztem oder gezogenem Draht hergestellten Schaufeln ähnlich wie Nadeln oder Drahtstifte angeköpft, dann umgebogen und flachgedrückt, so dass sie nach dem Einsetzen in einander übergreifen.

Verschiedene Formen solcher Schaufeln sind in den Figuren 202—218 veranschaulicht. Die in den Fig. 202—206 dargestellten Schaufeln gestatten ein ganz oder nahezu geschlossenes Aneinanderfügen, wie dies auch bei den Laufkränzen der Lavalturbine der Fall ist.

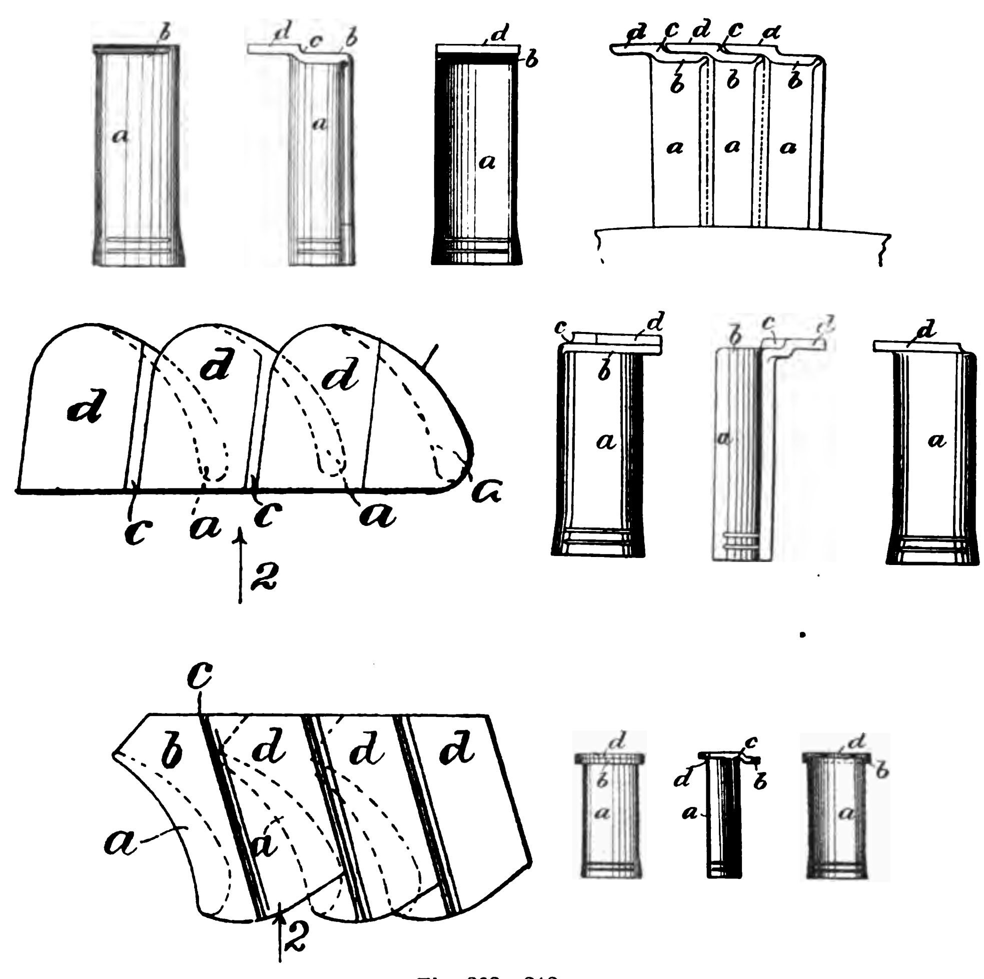


Fig. 202—213.

Der Kopf *a* jeder Schaufel (Fig. 202 und 204) steht rings in die Ebene des Schaufelringes vor und ist bei *c* eingebogen, wodurch ein Flansch *d* entsteht, der den unteren Teil des Kopfes der nächsten Schaufel überlappt, wie die Fig. 205 und 206 zeigen, und so einen vollen Kranz an der Dampfeintrittsseite der Schaufelringe bildet. Die Richtung des einströmenden Dampfes ist in

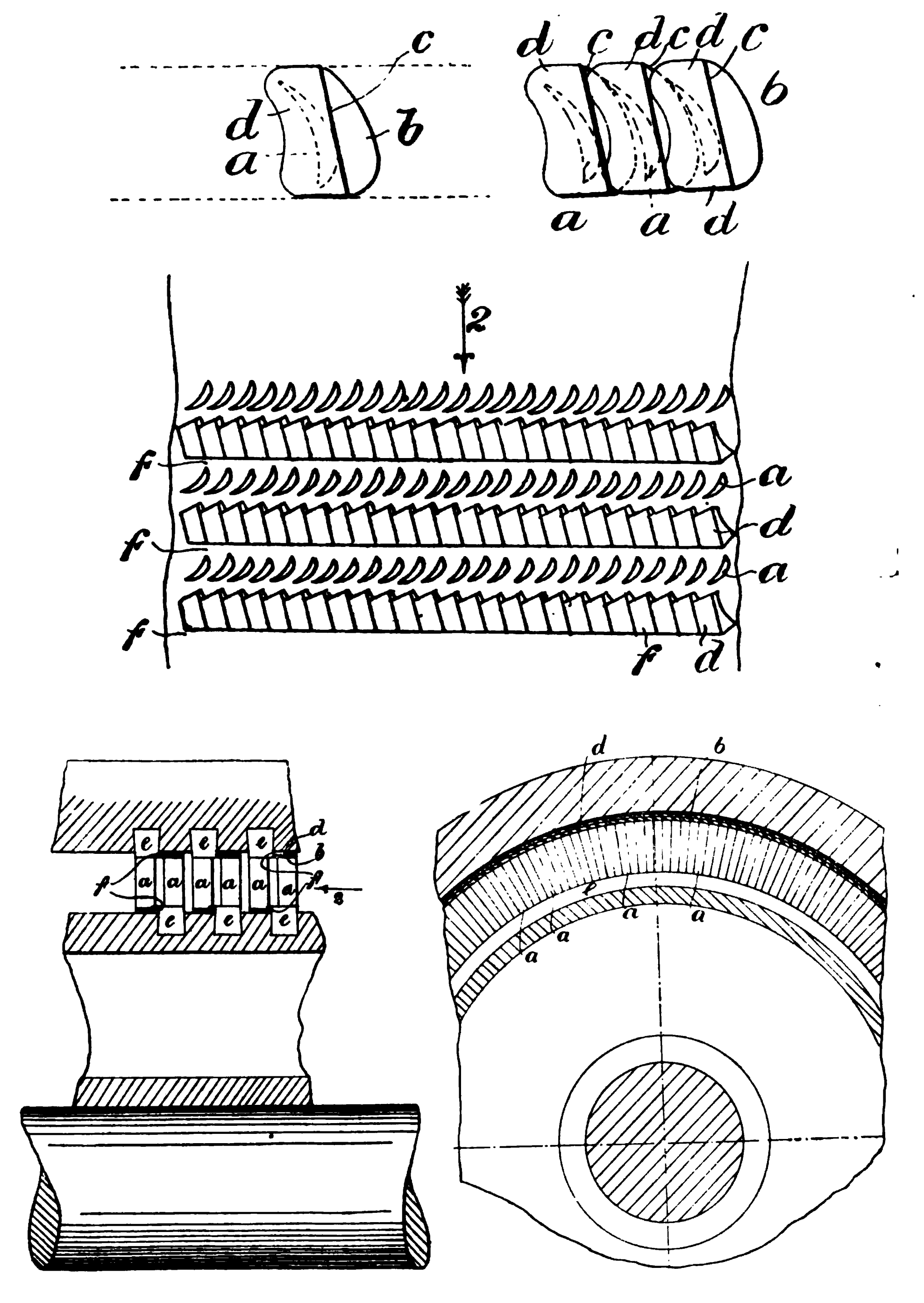


Fig. 214—218.

Fig. 206 durch den Pfeil *2* angedeutet. Der so gebildete Mantel wird auf der Drehbank oder durch Schleifen geglättet, sobald die Schaufeln befestigt sind.

Bei der Kopfanformung nur an der konvexen Seite der Schaufel (Fig. 207 bis 210) wird an der Dampfaustrittsseite der Schaufelringe ein geschlossener Mantel erzeugt. In diesem Falle werden die Köpfe *c* abgebogen, so dass sie einander überdecken können, wobei jeder Teil *d* über dem Teil *b* der angrenzenden Schaufel *a* (Fig. 210) liegt. Die Richtung des strömenden Dampfes ist in Fig. 210 durch den Pfeil *2* angegeben.

Bei der dritten Art des Anköpfens, die in den Fig. 211 bis 215 dargestellt ist, erhalten die gebildeten Köpfe auf beiden Seiten der Schaufeln Ansätze *b* und *d*. Der Kopf wird ebenfalls abgebogen, so dass eine Ueberdeckung stattfinden kann, wobei der Teil *d* des einen Kopfes sich über den Teil *b* des nächsten Kopfes legt (Fig. 215). Die punktierten Linien in Fig. 214 bezeichnen die Seitenflächen des Schaufelringes. In diesem Falle bilden die Köpfe einen vollen Mantel auf beiden Seiten des Schaufelringes.

Diese Art der Ausgestaltung lässt örtliche Ausdehnungen in dem Mantel zu, falls dieser durch Reibung erhitzt werden sollte. Um die Fugen in dem Mantel besser abzudichten, kann in allen diesen Fällen durch Löten ein Abschluss geschaffen werden.

Die erhitzten Schaufeln lassen sich auf gewöhnliche Weise in eingefräste Nuten des Gehäuses und der Spindel einsetzen.

Um einen Widerlagsring für den Schleifring des Schaufelkranzes herzustellen, werden die Haltringe bezw. Passstücke *e* länger als gewöhnlich gemacht, so dass sie über den Seiten der Nuten vorstehen und einen erhöhten Ring bilden, wie Fig. 216, Aufsicht einer Reihe von Schaufelringen, sowie Fig. 217 und 218, Längs- und Querschnitt, zeigen. Der Schleifring *f* bewirkt mit den Haltringen einen Abschluss der Schaufelkränze gegeneinander.

Als Nachteile der Parsonsturbine wurden von Riedler in dem oben angeführten Vortrage angeführt: Die grosse Anzahl der Schaufeln, die schwierige Abdichtung der Schaufelkränze in den einzelnen Druckstufen, die Betriebsstörungen durch Schaufelbruch, die Konstruktionslänge und das Gewicht, welche die Lagerung der Stahlwalze infolge grossen Lagerdruckes erschwert und zur Verhütung von Durchbiegungen der Welle bei grossen Maschinen eine Zwischenlagerung erfordern, sowie die Notwendigkeit einer

besonderen Ausgleichvorrichtung zur Aufhebung des Axialdruckes und die Schwierigkeit der Regulierung der Maschine, da die Schaufeln nur für die normale Leistung und volle Geschwindigkeil berechnet sind und daher bei sich ändernder Dampfgeschwindigkeit die Dampfausnutzung schlechter werde, die Zweiteilung des Gehäuses zur Freilegung der Räder und die dadurch bedingte grosse Teilungsfuge des Turbinengehäuses, der grosse Raumbedarf der Parsonsturbine u. s. w. Als Vorteile werden anerkannt die geringen Fliehkraftwirkungen und die kleine Drehgeschwindigkeit.

Da es sich hier darum handelt, ein möglichst klares und sicheres Urteil über die Parsonsturbine zu erhalten, so lasse ich, getreu dem Grundsatze „Eines Mannes Rede ist keine Rede, man muss sie hören alle Beide" auch die wichtigsten Stellen der Entgegnung von Herrn Boveri gegen die Bedenken Riedlers folgen:

„Die grosse Anzahl der Schaufeln: Die absolute Ziffer der Schaufeln hat natürlich für die Qualität der Maschine gar keine Bedeutung. Die Herstellungskosten der Schaufeln einer Parsons-Turbine sind so ausserordentlich gering, dass von einer Erhöhung der Kosten durch dieselben nicht die Rede sein kann und irgend welche Betriebsinkonvenienzen sind damit in keiner Weise verbunden, indem solche in den 10 Jahren des Betriebes mit Parsons-Turbinen hätten zum Vorschein kommen müssen.

Die Tatsache, dass bei den Parsons-Turbinen eine Schaufelabnutzung in beliebig langer Betriebszeit überhaupt nicht konstatiert werden kann, ist dem Umstande zuzuschreiben, dass bei der ausserordentlichen Länge, bei der grossen Oberfläche des Schaufelapparates — bei einer mittleren Parsons-Turbine von von 1000—2000 PS. mit 30000 Schaufeln von je 1,5 km und eine Fläche von 25 qm — die Beanspruchung der Schaufeln eine derartig geringe ist, dass dadurch eine Abnutzung vermieden wird. Alle anderen Systeme, welche mit wesentlich geringeren Schaufelflächen und -Längen arbeiten, werden ihre bezügliche Qualität hinsichtlich Abnutzung erst zu beweisen haben.

Die ungeheure Konstruktionslänge der Parsons-Turbinen: Die grösste Maschine für grosse Geschwindigkeiten, mit 3000 Touren, hat eine Länge von $2^1/_2$ m bei einem durchschnittlichen Durchmesser von 450 mm; vorläufig ist mir eine mit 3000 Touren rotierende Walze dieser Dimensionen noch lieber, als das Rad der Herren Riedler-Stumpf. Die grösste Maschine, die in Frage kommt, zunächst in der Ausführung von 10000 Pferden, hat im

arbeitenden Teile eine Konstruktionslänge von 3,2 m und 1200 mm Durchmesser, und bei Ausführung mit 750 Touren vergrössert sich die Länge nicht, sondern nur der Durchmesser. Zwischenlager hat Parsons nie angewandt, die Unterteilung im Zylinder bei grossen Maschinen wurde nur in den ersten Ausführungen durchgeführt und ist heute gänzlich aufgegeben worden.

Die Entlastungskolben sind einer Abnutzung in gar keiner Hinsicht unterworfen. Es ist aber auch festgestellt, dass der durch dieselben verursachte Dampfverlust vollständig vernachlässigt werden kann. Genaue Messungen haben ergeben, dass er weniger als 1% beträgt.

Endlich die Zugänglichkeit der Maschine: Bei einer Parsons-Turbine legt man durch Abheben des Deckels die ganze Maschinenkonstruktion vollständig frei. In meinen Augen — und ich glaube, praktische Techniker werden mit mir in dieser Beziehung übereinstimmen — kann es eine einfachere Art und Weise, um eine Maschine zugänglich zu machen, nicht geben. Die Abhebung des Deckels ermöglicht ohne Weiteres auch sofort das Herausnehmen des rotierenden Teiles. Erfahrungsgemäss ist jede derartige Demontage nach oben immer das Bequemste, weil wir immer mit Hebe-Vorrichtungen ausgestattet sind, während jegliche Seitenbewegung von Stücken mit grösseren Schwierigkeiten verbunden ist. Die wiederaufgesetzte Cylinderhälfte braucht an der Schnittfläche nicht abgedichtet zu werden, die beiden Hälften sitzen glatt aufeinander ohne jede Dichtungsfuge.

Die Regulierung der Parsons-Turbine für die veschiedenen Belastungen ist eine derartige bezw. ihre Arbeit bei kleinen Belastungen eine derartig günstige, dass die Pansons-Turbine den Kolben-Dampfmaschinen in dieser Hinsicht vorläufig überlegen ist. Damit ist gewiss gegeben, dass die Arbeit vorteilhaft ist. Ob in dieser Richtung künftige Konstruktionen noch weitere Verbesserungen bringen werden, müssen wir natürlich der Zukunft überlassen."

Nach den vorstehenden Ausführungen Boveri's haben die von Riedler angeführten Bedenken in der Praxis zu folgenschweren Uebelständen nicht geführt; dieselben können somit nicht so erheblich sein, denn sonst würde der moderne Maschinenbau nicht dazu geschritten sein, solche Krafterzeuger in wenigen Jahren in einer Pferdestärkenzahl von über eine halbe Million zu bauen und im Maschinenbetriebe zu verwenden.

Der moderne Grossbetrieb ist nicht nur auf Schnellbetrieb, sondern auch auf Dauerbetrieb der Krafterzeuger angewiesen, und diesen beiden Forderungen genügt allerdings für Grosskraftmaschinen die Parsons-Turbine in bisher nicht übertroffener Weise. Hierin liegt neben der direkten Erzeugung der Drehbewegung die grosse Bedeutung dieser Maschinen.

5. Dampfturbine von Last. 1885.

Auf die gemeinsame Welle *c* sind mehrere Scheiben *e* aufgekeilt, an welchen auf beiden Seiten Schaufeln *v* kreuzweise angeordnet sind. An den Wänden des Gehäuses *b* sind ent-

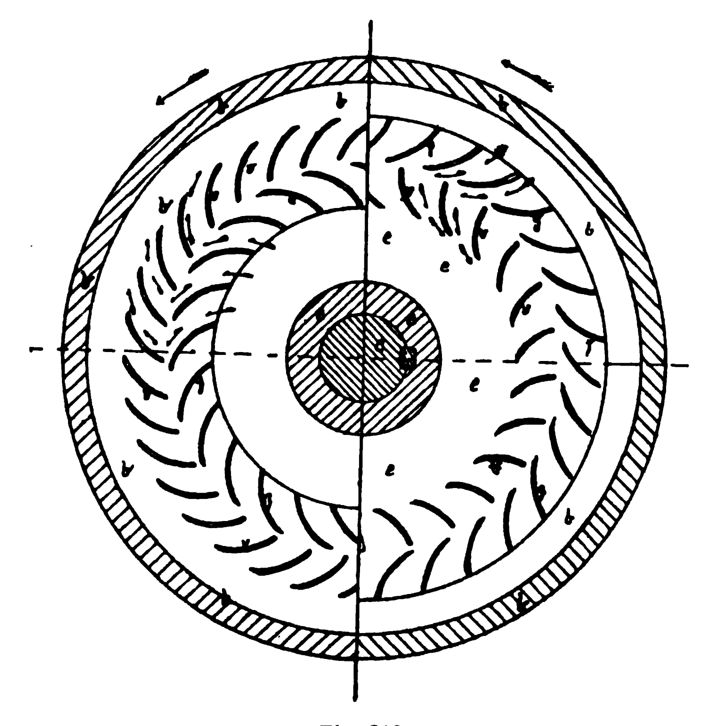


Fig. 219.

sprechende Leitschaufeln *g* ebenfalls kreuzweis angebracht, so dass eine Anzahl getrennter Kammern gebildet wird.

Der Dampf wird durch die festen Leitschaufeln *g* auf die Laufschaufeln *v* der Scheiben *e* geleitet und ändert nach Durchströmen derselben seine Richtung, um von neuem durch die Leitschaufeln *g* der nächsten Seite auf die Laufschaufeln derselben Seite geleitet zu werden.

Bei der in Fig. 219 u. 220 dargestellten Dampfturbine mit zwei gesonderten Reihen von Turbinenrädern tritt der Dampf bei *l* ein und gelangt, nachdem er die erste Reihe von Turbinenrädern unter Druckabfall durchströmt hat, durch Leitung *m o* in

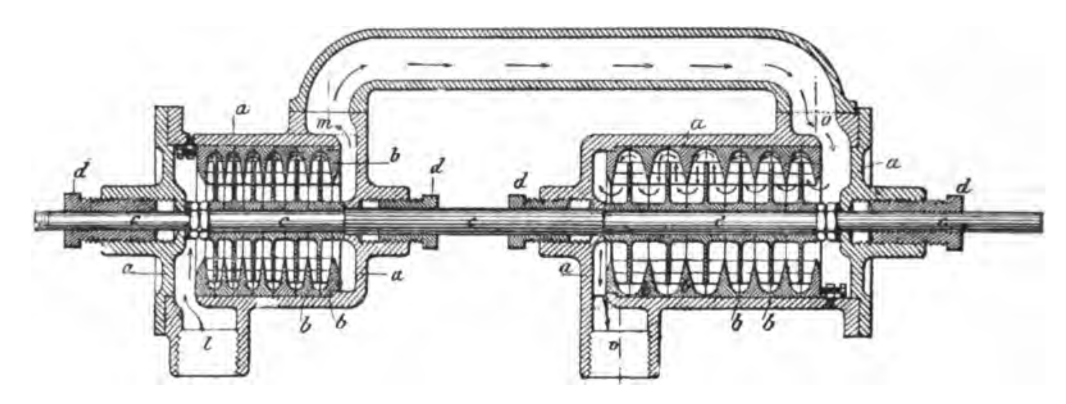


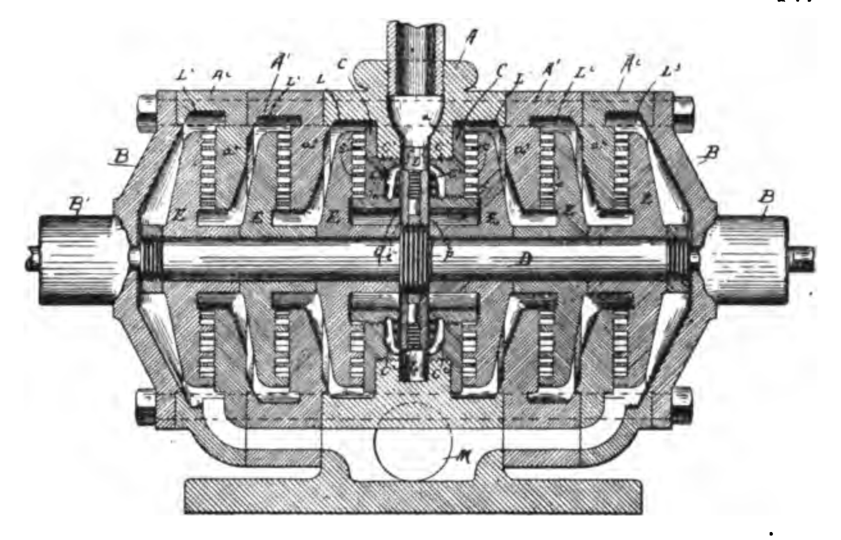
Fig. 220.

die zweite Reihe von Turbinenrädern, durch welche er in entgegengesetzter Richtung hindurchströmt, sich allmälig weiter entspannend. Durch diese Umkehr der Strömungsrichtung des Dampfes wird, wie leicht ersichtlich ist, die Aufhebung des axialen Druckes ermöglicht. Die Bahn des Dampfes ist eine zickzackförmige.

6. Dampfturbine von Dow. 1890/95.

Jedes Laufrad *E* der in den Fig. 221—224 veranschaulichten Turbine ist auf seiner inneren Fläche mit zwei oder mehreren konzentrischen Reihen von Schaufeln *e* besetzt, deren jede in einem ringförmigen Raum zwischen den Leitschaufeln *c* oder ausserhalb der äussersten Leitschaufeln läuft. Diese V-förmigen Laufradschaufeln *e* überlappen einander mehr oder weniger, so dass der innere Teil der Schaufelkanäle e^1 etwas enger als der äussere ist.

Der Dampf tritt durch das Zuleitungsrohr in die Kammer *L*, verteilt sich hier teils direkt in die Kanäle c^2, teils nach rechts und links in die Rinnen C^2 der Scheiben *C C* und von dort radial durch die Löcher C^4 und die Nuten C^2 C^3 über die Flächen des inneren Räderpaares *E*, strömt sodann durch die Kanäle c^1 und e^1 der Leit- *c* und Radschaufeln *e* und tritt am Umfange dieser Räder in die Kammern L^1 L^1. Letztere dienen



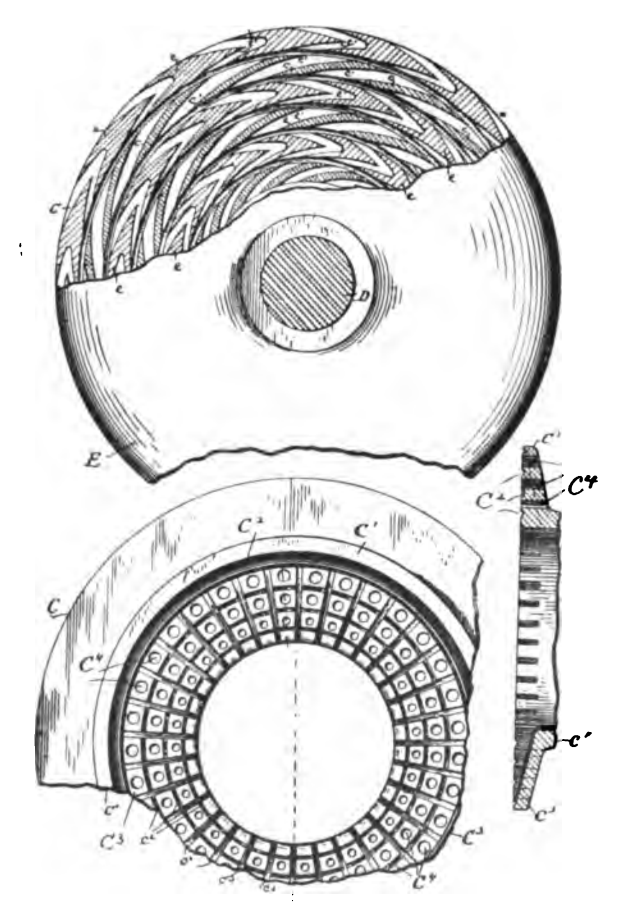


Fig. 221—224.

als Eintrittskammern für das nächst äussere Paar von Rädern *E* u. s. w. durch alle Räder. Die äussere Kammer L^3 steht mit dem Auspuffrohr *M* in Verbindung.

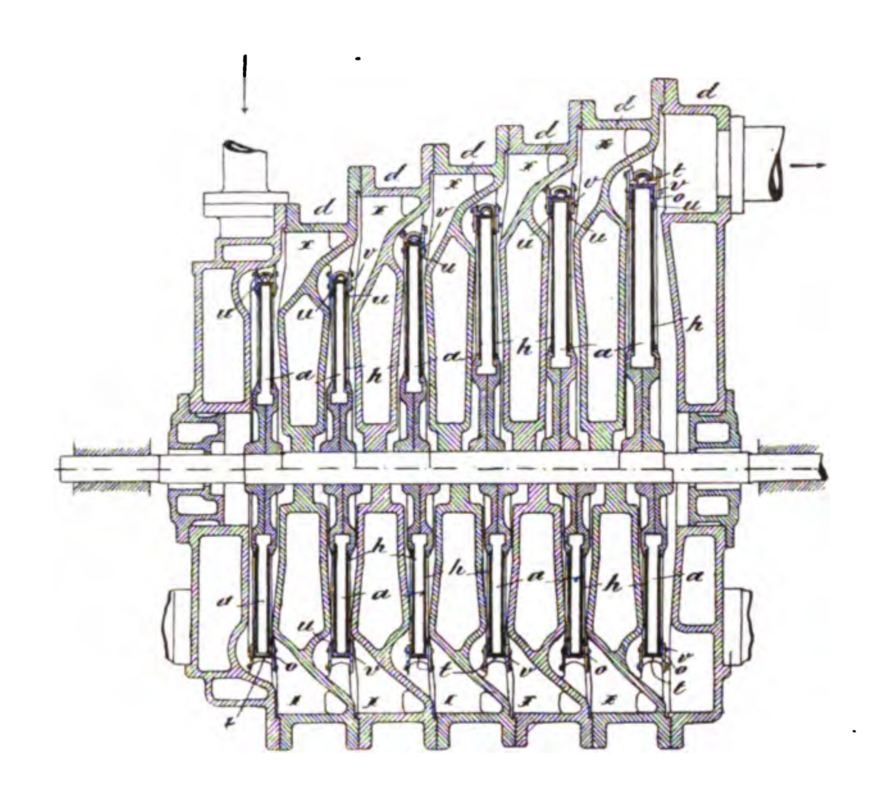
Der Dampf arbeitet nacheinander in den verschiedenen Schaufelzellen eines Rades und der folgenden Räder in vielstufiger Druckabnahme, so dass seine Spannung beim Austritt fast auf einfachen Atmosphärendruck sinkt.

7. Dampfturbine von Escher, Wyss & Co. (Zoelly). 1901.

In den Fig. 225 u. 226 ist oberhalb der Mittellinie eine Turbine mit von links nach rechts im Durchmesser zunehmenden Turbinenrädern und unterhalb derselben eine solche mit unter sich gleichen Turbinenrädern dargestellt. Das Gehäuse der Turbine ist aus Elementen *d* zusammengefügt, die aus hohlen Gusskörpern bestehen und die Düsen für die Turbinenräder tragen. Je zwei von diesen Elementen bilden eine zur Aufnahme eines Turbinenrades dienende Kammer. Die aus dem bereits oben beschriebenen Laufrade austretenden Dampfstrahlen entweichen nach beiden Seiten desselben nahezu axial, also in entgegengesetzter Richtung. An den Laufradumfang schliesst sich mit geringem Spielraum ein Ring *t* an, welcher die Strahlstäbe auf ihrer ganzen Breite überdeckt. Zwischen je zwei Düsen entsteht so ein gegen das Laufrad geschlossener Kanal, der die Ausströmungsräume zu beiden Seiten des Turbinenrades mit einander verbindet. Somit wird der auf der linken Seite austretende Dampf zwischen den Düsen hindurchgeführt und in der Strömungsrichtung des auf der entgegengesetzten Radseite in den Raum *x* ausströmenden Dampfes mit letzterem vereinigt. Die beiden Ausströmungsräume einer Stufe, welche zugleich den Düsenspeiseraum einer nächstfolgenden Stufe bilden, bewirken also, dass den entgegengesetzt gerichteten Dampfstrahlen vor Eintritt in die folgende Düsengruppe gleiche Strömungsrichtung gegeben wird. Das Kennzeichnende dieser Turbine ist in erster Linie die Bauart des oben beschriebenen Strahlrades.

8. Dampfturbine von Schulz. 1900/1901.

Bei der Verbunddampfturbine von Schulz, welche in erster Linie zum Ersatz von Schiffsmaschinen dienen soll, sind kleinere, unter höherem Dampfdruck arbeitende und grössere, unter niedrigerem Dampfdruck arbeitende Turbinenkörper auf einer



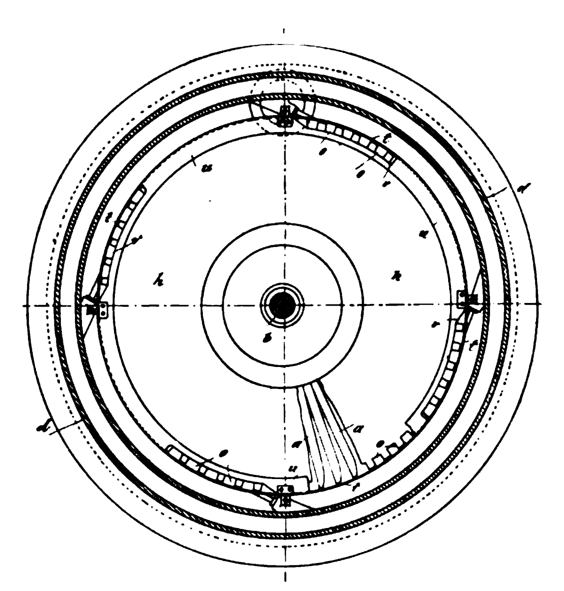


Fig. 225 u. 226.

oder mehreren Wellen so angeordnet, dass ihre Axialdrucke entgegengesetzt gerichtet sind und sich ganz oder nahezu aufheben.

In den Fig. 227—232 sind verschiedene Formen solcher Verbundturbinen dargestellt.

Die für Vorwärtsgang bestimmte Axialturbine der Fig. 227 ist mit *a v*, die zugehörige Radialturbine für Rückwärtsgang mit *a r*, die zugehörige Radialturbine mit *b r* bezeichnet, während in Fig. 230 die Turbinen *1* und *2* für den Vorwärtsgang, die Axial-Radialturbine für den Rückwärtsgang dienen.

In den Fig. 228 u. 229, welche eine schematische Darstellung der Leit- und Laufschaufeln und der Dampfströmung bringen, sind *s* die festliegenden Leitkanäle und *t* die Laufschaufeln.

Bei der in Fig. 231 veranschaulichten Dampfturbine sind der Hochdruckturbinenkörper *a* und der Niederdruckturbinenkörper *b* mit verschieden grossen, im Gehäuse *d* auf der Welle *c* festsitzende Scheiben versehen, welche auf den einander zugekehrten Seiten eine Anzahl von radial angeordneten Turbinenkränzen tragen.

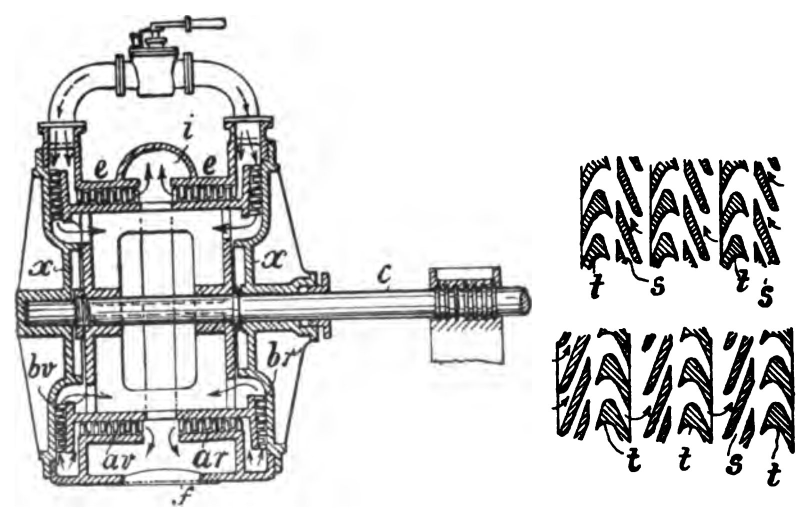


Fig. 227—229.

Der Dampf strömt durch den mittleren Stutzen *e* ein, verlässt den Hochdruckturbinenkörper *a* durch den Ueberströmkanal *f* mit Regelungsventil *g*, tritt in die Eintrittskammer *h* des Niederdruckturbinenkörpers *b* über und verlässt schliesslich die Verbundturbine durch den Austrittskanal *i*. Der Dampf tritt im dar-

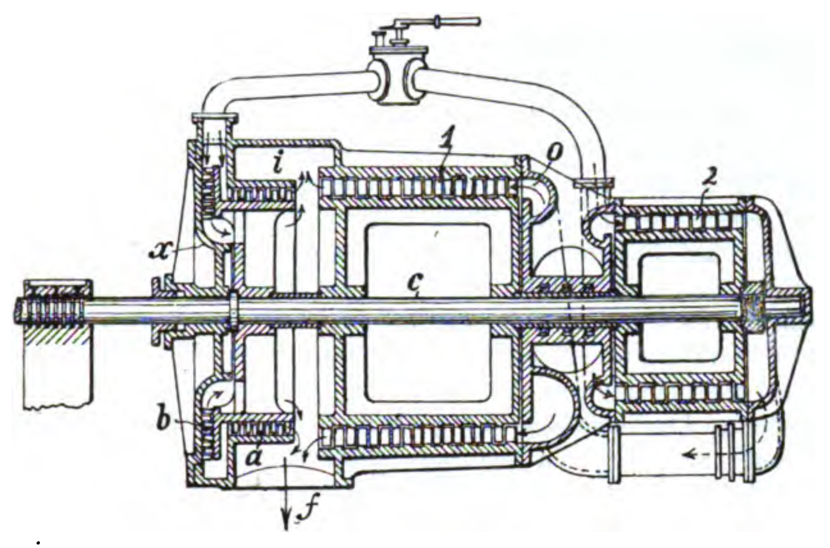


Fig. 230.

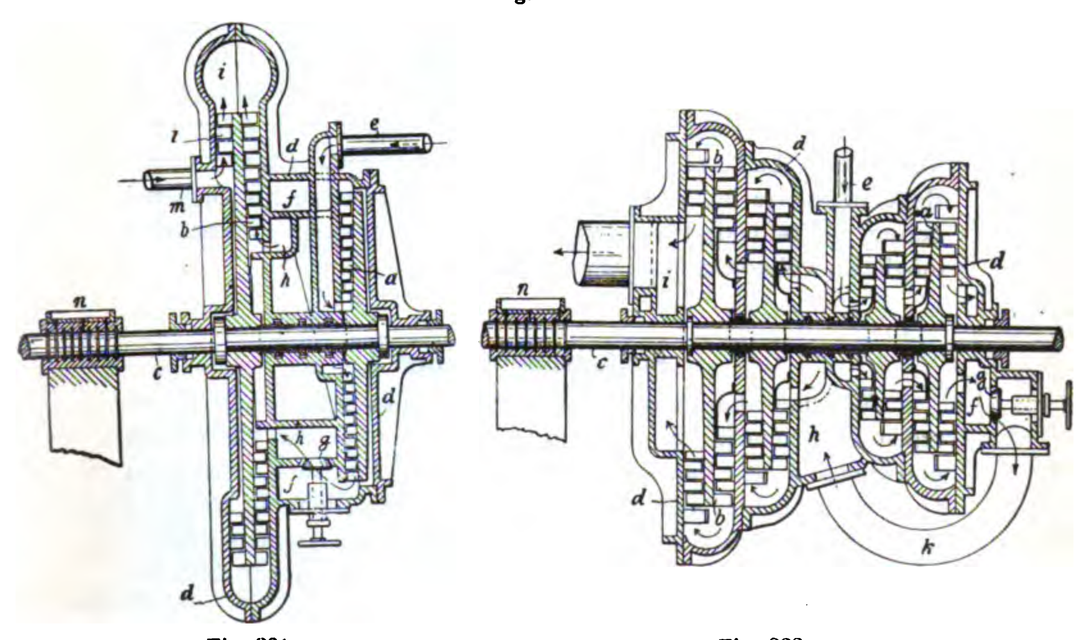


Fig. 231. Fig. 232.

gestellten Beispiel sowohl in die Turbine *a* als in die Turbine *b* an dem kleinsten der konzentrischen Turbinenkränze ein und an dem grössten Turbinenkranze aus.

Die Scheibe des Turbinenkörpers *b* trägt auf der anderen Seite nahe an ihrem Umfange Druckschaufeln für eine Rückwärts-

turbine *l*. Der Frischdampf strömt durch das Einlassrohr *m* an dem kleinsten der konzentrischen Turbinenkränze ein und tritt aus dem grössten Turbinenkranze in den Austrittskanal *i* über.

Bei der in Fig. 232 dargestellten Dampfturbine ist sowohl der Turbinenkörper *a* als auch der Turbinenkörper *b* mit mehreren im Gehäuse *d* auf der Welle *c* sitzenden Scheiben versehen, welche auf beiden Seiten Turbinenkränze tragen. Der Dampf gelangt durch den Eintrittsstutzen *e* zunächst zu der kleinsten Scheibe des Turbinenkörpers *a* und verlässt den letzteren an der grösseren Scheibe, um durch den mit Regelungsventil *g* versehenen Ueberströmkanal *f* durch Rohr *k* in den Eintrittskanal *h* des Niederdruckturbinenkörpers *b* überzutreten und letzteren an der grössten Scheibe durch den Austrittskanal *i* zu verlassen.

In diesem Beispiel ist eine Rückwärtsturbine nicht dargestellt. Soll eine solche mit eingebaut werden, so ergiebt sich ihre Anordnung leicht aus den dargestellten und beschriebenen übrigen Beispielen.

Die Regelung des Dampfverbrauchs erfolgt bei den Schulz'schen mehrstufigen Dampfturbinen mittels verstellbarer Ringschieber, welche vor den Eintrittsöffnungen aller oder eines Teiles der Leitschaufelkränze angeordnet sind. Zweck dieser Regelungsweise ist, den Dampf sowohl bei grossem als auch bei geringem Kraftbedarf auf dem gesammten Wege seiner Expansion möglichst vollkommen auszunutzen.

Schlussbemerkung.

Wie aus den zuletzt beschriebenen mehrstufigen Turbinentypen zu erkennen ist, hat der weitere Ausbau der vielstufigen und vielgliedrigen Parsonsturbine im wesentlichen zur Konstruktion von Druckstufenturbinen geführt, bei denen die Dichtung zwischen den einzelnen Druckstufen durch Anordnung von Trennungswänden von dem Umfang nach der Welle verlegt oder die Beaufschlagung oder die Regulierung abgeändert wird.

Riedler fällt a. a. O. über diese Bestrebungen folgendes Urteil: „Als nachteilige oder unbequeme Folgen dieser Aenderungen sind zu bezeichnen: die grössere Kompliziertheit der Konstruktion und die geringere Zugänglichkeit, welche auch hier dazu zwingt, das Turbinengehäuse zu teilen und in der Teilungsfuge zu dichten, wobei auch die festen Trennungswände geteilt und gedichtet werden müssen, was schwer zu behandelnde Ecken

und Fugen giebt. Der Reibungswiderstand der Räder wird grösser, weil sie sich in Dampf von grösserer Dichte bewegen."

Mit Rücksicht hierauf muss man zugestehen, dass die Parsonsturbine, da die späteren Konstruktionen durch jahrelangen Betrieb in zahlreichen Ausführungen sich noch nicht bewährt, geschweige denn ihre Ueberlegenheit über die Parsonsturbine dargetan haben, die Höchstleistung auf dem Gebiete der Grossdampfturbinen darstellt, zu deren Ausbau sie nicht nur angeregt, sondern auch das Meiste beigetragen hat. Parsons hat ebenso wie Laval das von ihm in Angriff genommene Problem in mustergiltiger und noch nicht überholter Weise gelöst.

VIII. KAPITEL.

Stufenturbinen mit liegender Welle (Ein- bezw. Zweiradturbinen).

1. Dampfturbine von Wilson. 1848.

Die in den Fig. 233—236 veranschaulichten Dampfturbinen gehören zu den Ein- bezw. Zweiradturbinen mit vielfacher Druckabstufung.

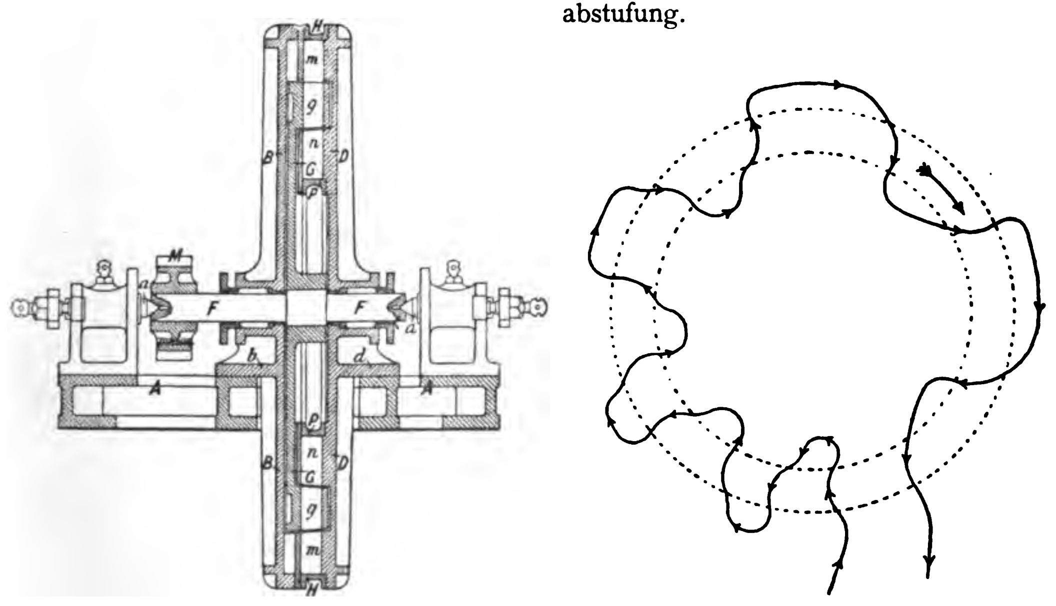


Fig. 233 und 234.

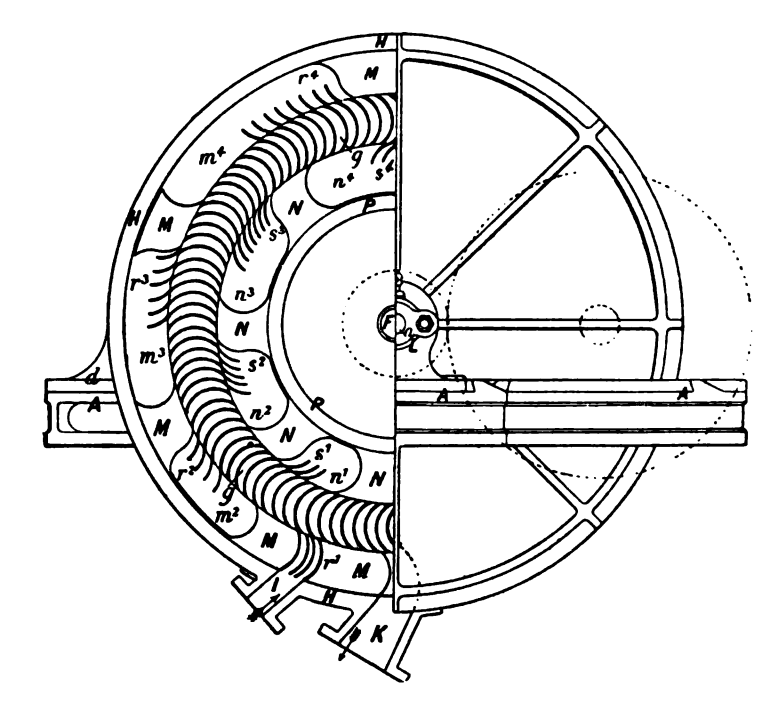


Fig. 235.

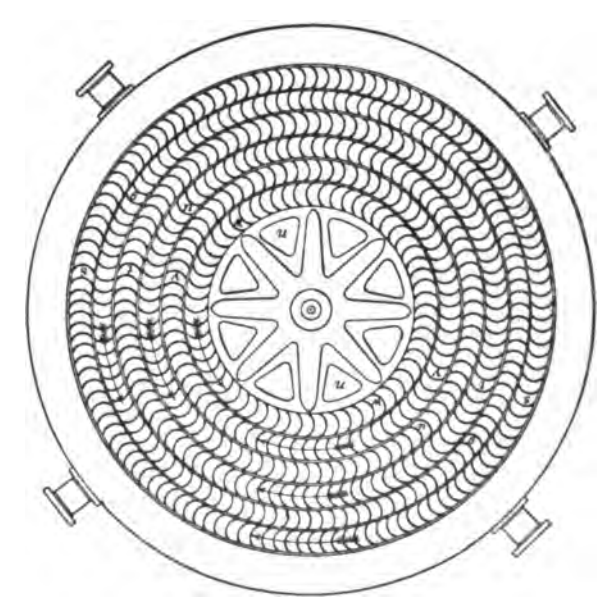


Fig. 236.

Bei der ersten Konstruktion befinden sich zu beiden Seiten des Laufrades mit einander abwechselnd feste Leitschaufeln, so dass, wie durch die Pfeillinien in Fig. 234 angezeigt wird, der bei *I* in das Laufrad eintretende Dampf in schlangenförmigem Lauf bald auf der einen, bald auf der anderen Seite des Rades seine Richtung wechselnd und allmälig expandierend bis zum Auspuffrohr *K* gelangt.

Bei der in Fig. 236 veranschaulichten Turbine mit vielfacher Druckabstufung sind die Leiträder fortgefallen, und die Laufräder, welche abwechselnd ineinander gefügt sind, drehen sich in entgegengesetzter Richtung auf zwei besonderen Wellen.

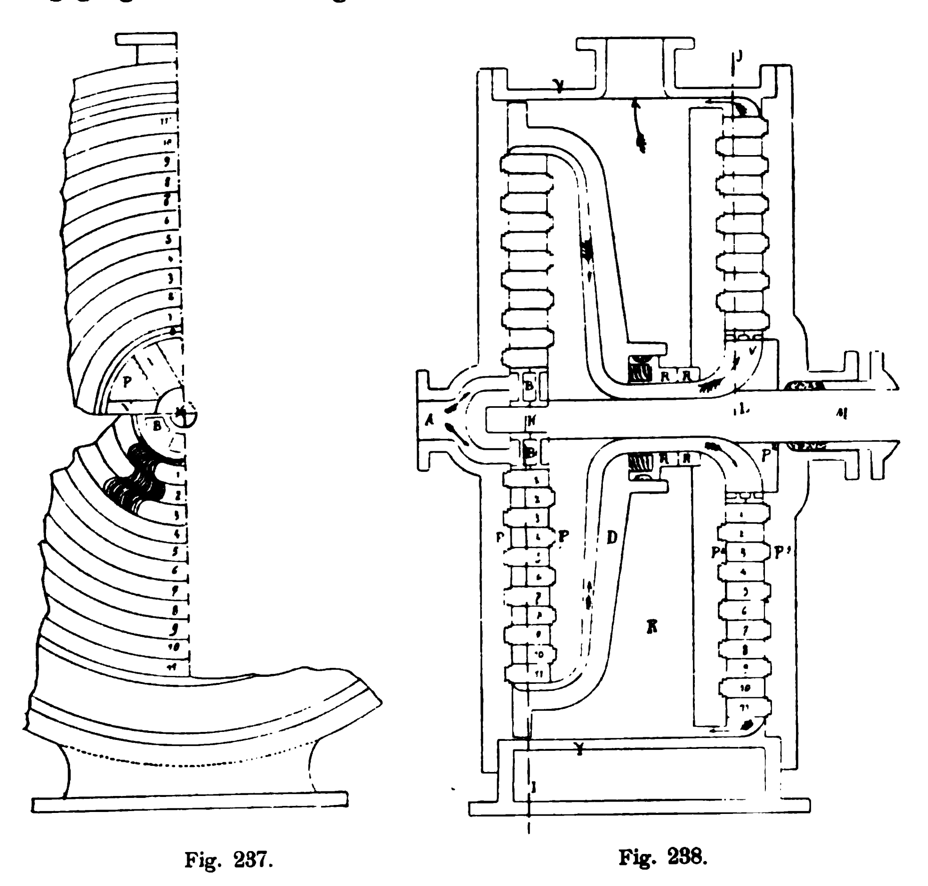


Fig. 237. Fig. 238.

2. Dampfturbine von Autier. 1859.

Der Kesseldampf tritt durch Zuleitungsrohr *A* in den ringförmigen Raum *B* der in den Fig. 237 und 238 veranschaulichten Turbine ein und strömt durch das erste Laufrad (Schaufelkranz) *O*,

auf das er beim Ausströmen durch seinen Rückdruck drehend wirkt. Hierauf strömt der Dampf der Reihe nach durch die Schaufelkränze *1* bis *11*, von denen die ungeraden feste Leiträder, die geraden sich drehende Laufräder sind.

Die Zahl der Lauf- und Leiträder richtet sich nach dem vorhandenen Druckabfall und der verlangten Drehgeschwindigkeit. Gewöhnlich sind die Schaufelkränze auf den beiden Scheiben P und P^1 befestigt, so dass man eine vielstufige Einradturbine erhält, während bei sehr hohen Schwankungen zwecks Vermeidung der durch zu grosse Durchmesser des Turbinenrades bedingten technischen Schwierigkeiten die Leit- und Schaufelräder auf zwei Radsysteme verteilt sind. Wie Fig. 238 zeigt, tragen sowohl die Scheiben P und P_1 als auch die Scheiben P_2 und P_3 Reihen von Leit- und Laufrädern. Bei dieser Anordnung wird der auf Scheibe P ausgeübte Dampfdruck durch den entgegengesetzt auf Scheibe P_2 wirkenden Dampfdruck und in gleicher Weise der Druck auf Scheibe P_1 durch denjenigen auf Scheibe P_3 aufgehoben und so axialer Schub vermieden.

Der Lauf des Dampfes wird durch die eingezeichneten Pfeile deutlich angezeigt. Soll die Turbine sich im entgegengesetzten Sinne drehen, so macht man die ungeraden Leiträder beweglich, also zu Laufrädern, und die geraden Laufräder zu festen Leiträdern.

3. Dampfturbine von Perrigault und Farcot. 1864.

Bei der in den Figuren 239 bis 242 dargestellten Einradturbine mit vielen Druckstufen wechseln nicht wie bei der Turbine von Autier ineinander geschobene Leit- und Laufräder mit einander ab, sondern der Dampf wird durch ein Bündel von das Laufrad an der Peripherie schleifenförmig umfassenden Leitröhren stets wieder auf die Schaufeln des Laufrades zurückgeleitet, bis er schliesslich, nachdem er sämtliche Leitröhren und Schaufeln des Laufrades durchströmt hat, durch das letzte Leitrohr in die Atmosphäre oder in einen Kondensator entweicht.

Lauf- und Arbeitsweise des Dampfes ist aus den Fig. 239 und 240 ersichtlich. Die rechten Teile der schleifenförmigen Leitröhren führen den wirkenden Dampf den Schaufeln des Rades zu, dienen also als Dampfdüsen, wärend die linken Zweige dieser Röhren U den aus den Schaufeln austretenden Dampf weiter leiten. Der durch Düse *t* zugeleitete Dampf beaufschlagt die gerade vor ihm befindliche Schaufel des Laufkranzes, gelangt

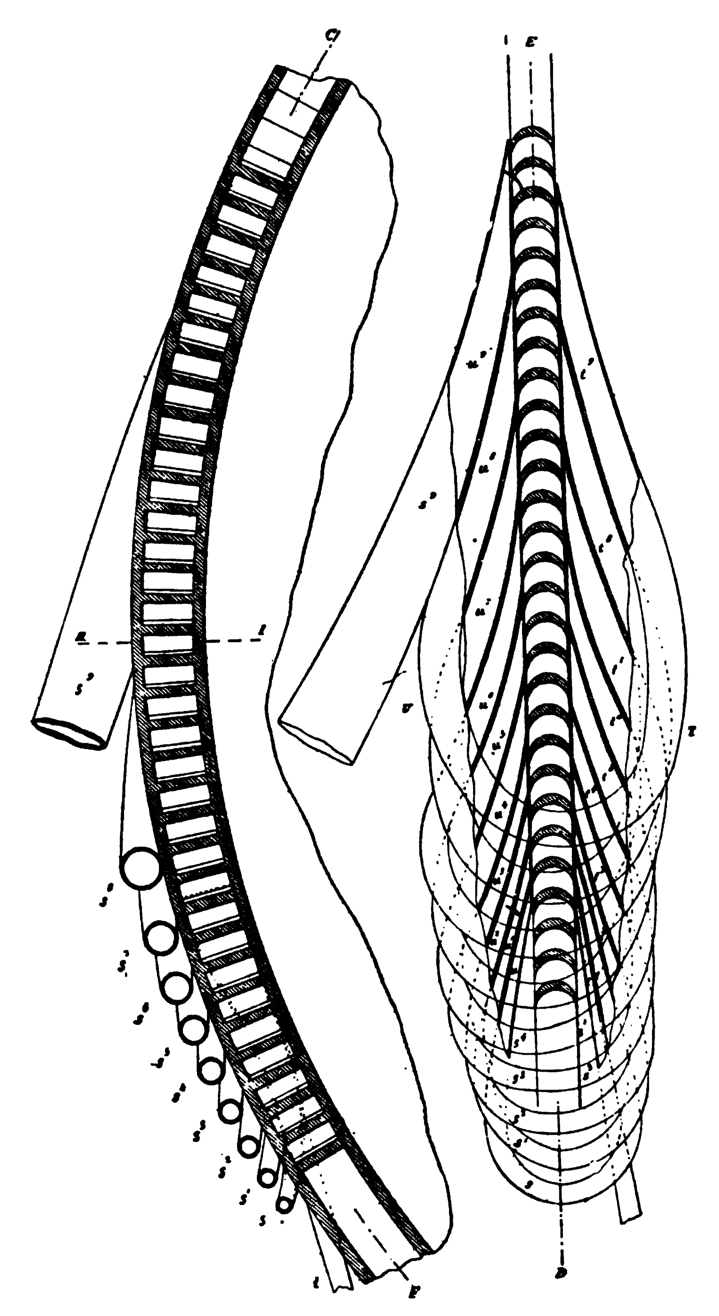


Fig. 239 u. 240.

beim Austritt mit entgegengesetzter Strömungsrichtung in Ableitung *u*, wird durch Schleife *s* in Düse t^1 unter Umkehr seiner Strömungsrichtung geleitet, beaufschlagt sodann den Laufkranz, gelangt durch Ableitung u^1, Schleife s^1 in Düse t^2, durch das Laufrad nach Ableitung u^2, Schleife s^2, Düse t^3 usw. bis in die letzte Düse t^9, welche als Auspuffrohr dient.

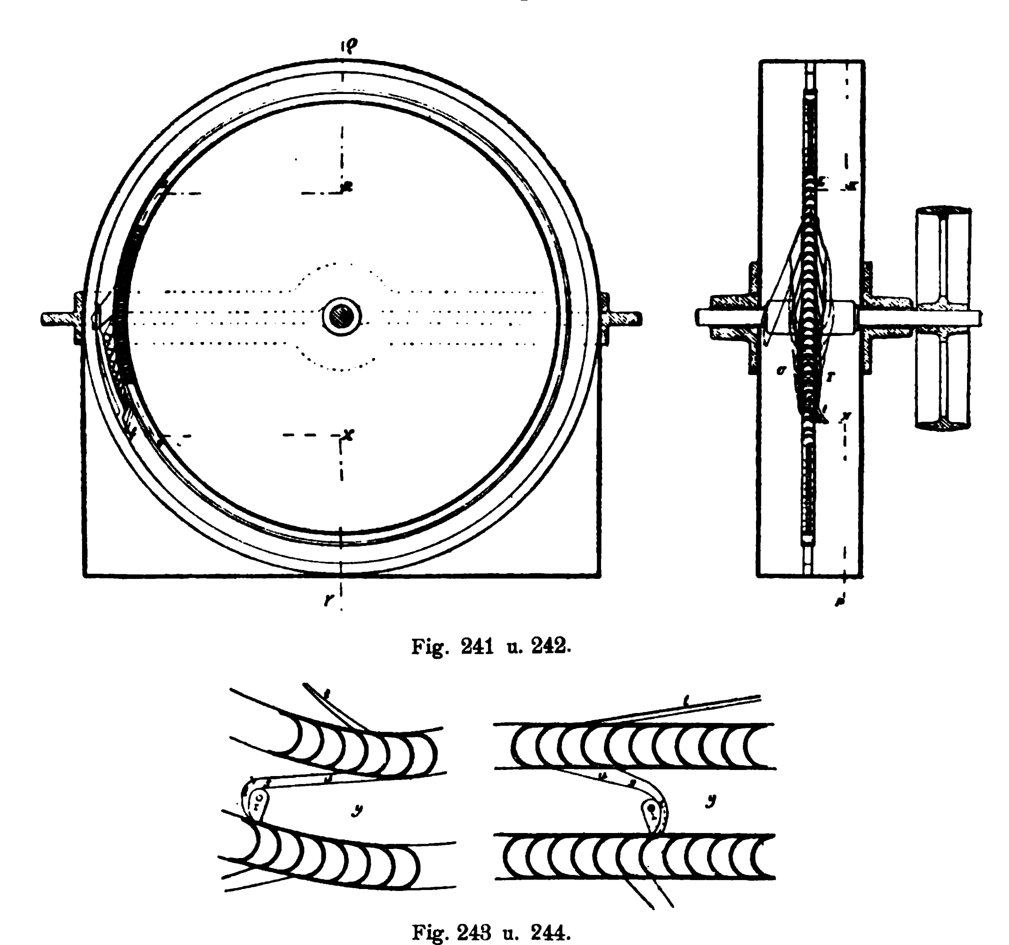


Fig. 241 u. 242.

Fig. 243 u. 244.

Wie in Fig. 243 und 244 angedeutet wird, haben die Erfinder auch mehrere Laufräder konzentrisch in einander oder parallel nebeneinander auf derselben Welle angeordnet. Die erste Düse *t* führt den Dampf dem ersten Laufrade zu, aus welchem derselbe durch Ableitung *u* und Umkehrschleife *s* in die zweite Düse *t*, gelangt, deren Querschnitt mittels einstellbaren Drosselventils *z* geregelt werden kann.

4. Dampfturbine von Cutler. 1879.

Bei der in Fig. 245 u. 246 veranschaulichten Einrad-Turbine mit mehrfacher Druckabstufung trägt die Welle *b* eine Scheibe *a*, welche auf einer oder auf beiden Seiten in eine Anzahl konzentrischer Kammern *c* geteilt ist. Dieselben wechseln mit einer

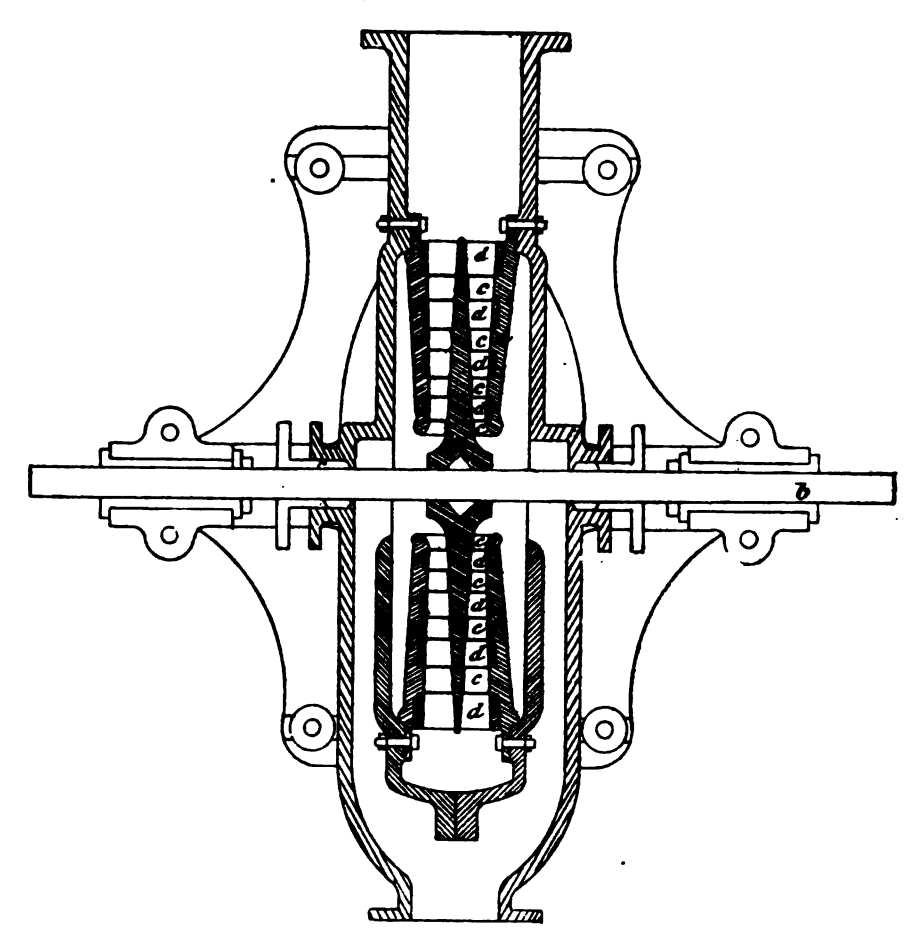


Fig. 245.

Reihe von Kammern *d* im Gehäuse *e* ab. In den ringförmigen Kammern *c* sind die Laufschaufeln, in den Kammern *d* die Leitschaufeln angeordnet. Der Dampf kann von innen nach aussen oder von aussen nach innen strömen.

5. Dampfturbine von Dumoulin. 1884.

Die in den Fig. 247—249 veranschaulichte Dampfturbine mit vollständiger Expansion besteht aus einem mit dem Gehäuse

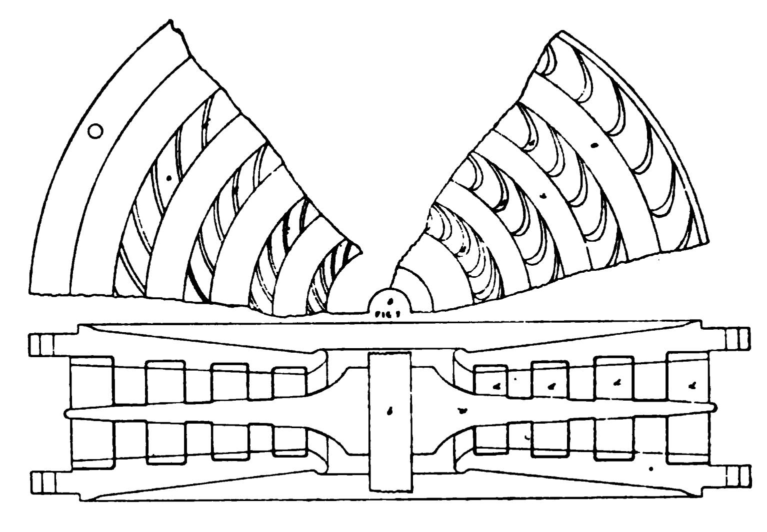


Fig. 246.

zusammenhängenden Leitrad und einem Laufrad, das auf einer in Lagern sich drehenden horizontalen Welle sitzt.

Der das Leitrad bildende Körper *A A'-A''* aus Bronze ruht durch Träger *C C* auf der Grundplatte und ist durch Mittelwand *A* in zwei ringförmige Kammern geteilt. Der Dampf, welcher durch das mit Regulierhahn versehene Speiserohr *T* zugeleitet wird, strömt in Richtung der eingezeichneten Pfeile durch Kammer ***M M***, Kanäle ***m m*** in den Ringraum *D D'*, von dort durch Leitkanäle ***a a''*** in die vier Gruppen von je acht Leitkanälen ***a, b,*** *c,* ***d,*** *e,* ***f, g, h*** rechts und ***a', b', c', d', e', f', g', h'*** links (punktiert angedeuteten) von der scheibenförmigen Mittelwand *A* des Leitradkörpers *A A' A''*. Mit Ausnahme der ersten Zuleitungskanäle ***a a''*** und der letzten Ableitungskanäle ***h' h''*** stehen sämtliche Leitkanäle am inneren Ringmantel der Reihe nach bei ***a'/b, b'/c, c'/d, d'/e, e'/f, f'/g, g'/h*** mit einander in Verbindung.

Das Laufrad *B B'*, das über das Leitrad *A A' A''* übergreift und dasselbe am Umfang umschliesst, besitzt U-förmig gebogene Schaufeln, deren rechte Zellen ***u*** genau mit ihren etwas erweiterten Mündungen genau über den Mündungen der rechten Leitkanäle ***a, b, c, d, e, f, g, h*** am äusseren Umfang, deren linke Zellen ***v*** dagegen mit ihren Mündungen genau über den Mündungen der linken Leitkanäle ***a', b', c', d', e', f', g', h'*** am äusseren Umfang liegen.

Hieraus folgt, dass der durch den rechten Leitkanal *a''a* zuströmende Dampf zunächst in die rechte Zelle *u* der gerade über ihm befindlichen Schaufel des Laufrades, sodann in die linke Zelle *v* derselben, aus dieser in den entsprechenden linken Leitkanal *a'* bis zum inneren Boden desselben und von dort durch Verbindungsleitung in den rechten Leitkanal *b* strömt.

Aus diesem zweiten Leitkanal *b* gelangt dann der Dampf genau in derselben Weise über eine andere rechte Zelle *u* und linke Zelle *v* der Laufradschaufel in den nächsten linken Leit-

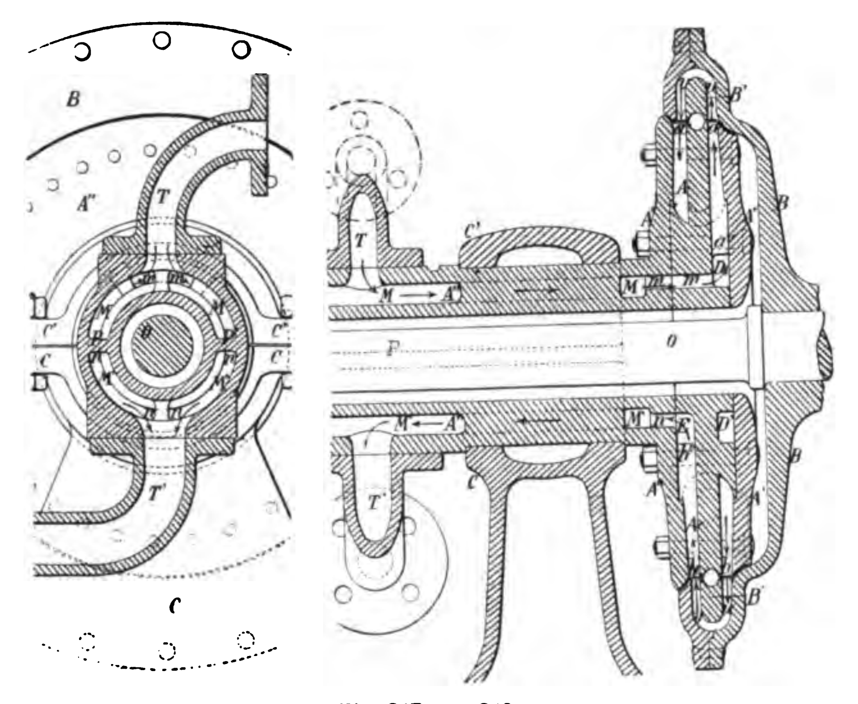


Fig. 247 und 248.

kanal *b'* usw., auf dem Wege *b'/c u v*, *c'/d u v*, *d'/e u v*, *e'/f u v*, *f'/g u v*, *g'/h u v* nach den letzten linken Leitkanälen *h'h''*. Aus diesen Kanälen fliesst der inzwischen allmälig vollständig expandierte Dampf durch die ringförmige Kammer *E E*, Kanäle *n n'* und Kammer *M' M'* in das Auspuffrohr *T'*. Die Querschnitte der einzelnen Leitkanäle und Laufradschaufeln nehmen dem Lauf des Dampfes und seiner Expansion entsprechend zu. Der stufenförmig sich entspannende Dampf wirkt in jeder Schaufel sowohl durch Druck (Stoss) wie auch durch Rückdruck, wie leicht er-

sichtlich ist, und verliert in entsprechendem Masse nach und nach an Geschwindigkeit. Entsprechend der vielfachen Druckabstufung vermindert sich auch die Umlaufsgeschwindigkeit und

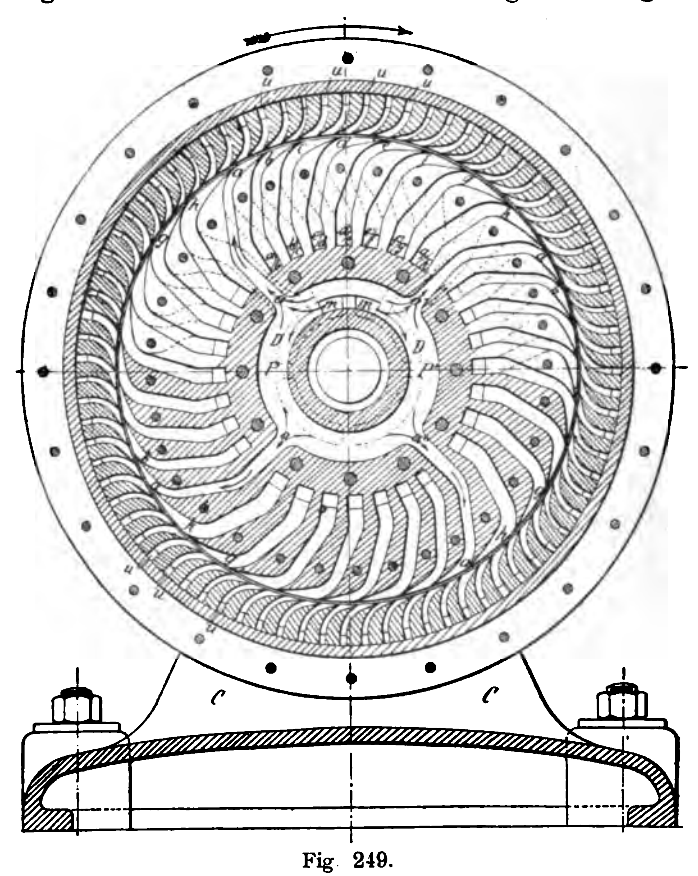


Fig. 249.

Umdrehungszahl des Laufrades gegenüber einstufigen Druckturbinen ganz bedeutend.

6. Dampfturbine von Altham. 1892.

Von den beiden Laufrädern *a* und *b* hat das äussere *a* eine ringförmige Gestalt und umschliesst, wie Fig. 250 u. 251 zeigen, zum grossen Teil das zweite kleinere Rad *b*, sodass der äussere Umfang des Letzteren bis nahe an die innere Fläche des Rades *a* herantritt. Am Rad *a* befinden sich die nach der inneren Fläche zu mündenden Schaufeln a^1, während die Schaufeln b^1 des Rades *b* an dessen äusseren Umfang münden. Diese Schaufeln (Zellen) sind bei beiden Rädern in der Längsrichtung U-förmig.

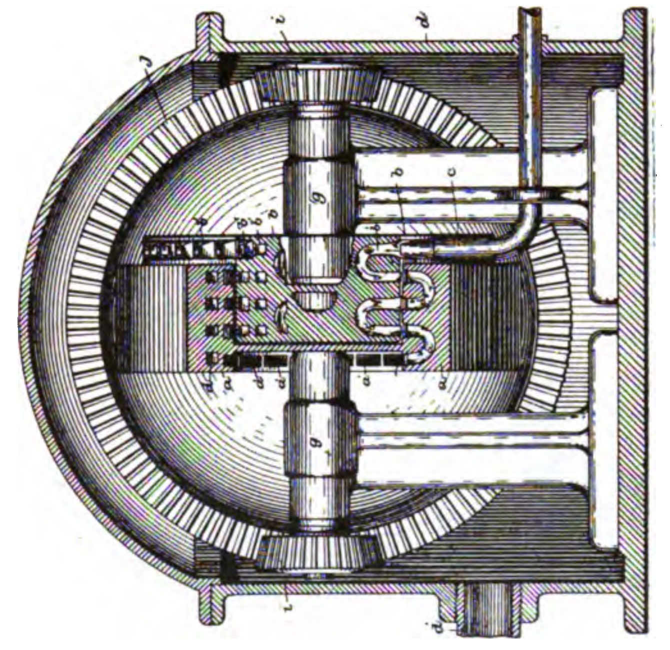


Fig. 251.

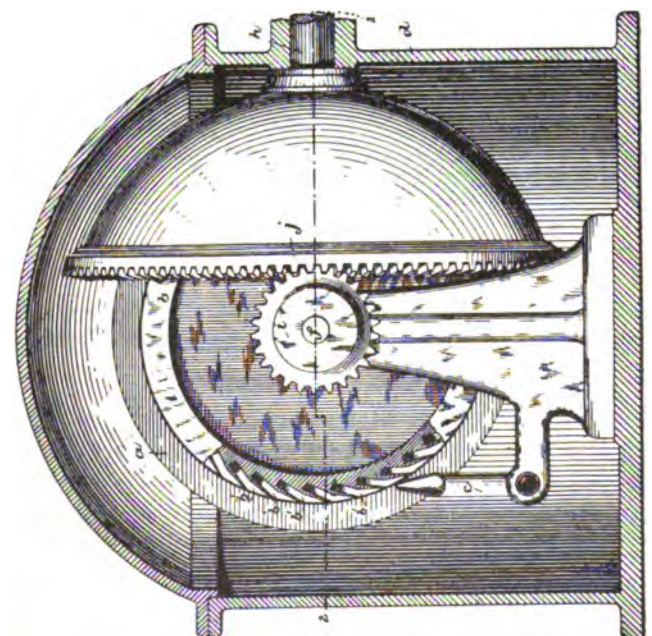


Fig. 250.

Die Schaufeln des einen Rades wechseln mit denen des anderen, so dass der in eine der Schaufeln b^1 ein- und aus derselben wieder austretende Dampf in eine der Schaufeln a^1, von da wieder in eine andere Schaufel b^1 und dann abermals in eine solche a^1 übertritt. Bei beiden Rädern sind die Schaufeln in Reihen angeordnet, welche sich in der Querrichtung über den Randumfang erstrecken.

Bei jeder Reihe befindet sich das eine Ende einer Schaufel d^1 ausserhalb des Rades a und ist ein wenig erweitert, um dem aus der Düse c kommenden Dampf den Eintritt zu erleichtern. Die

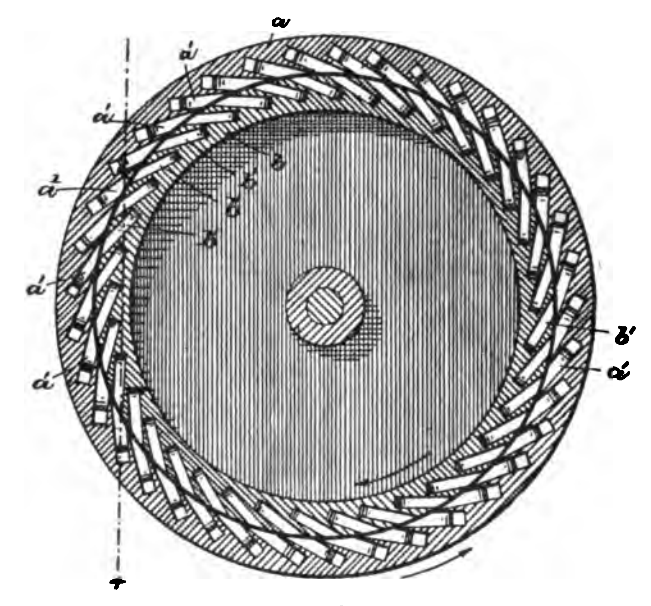


Fig. 252.

Schaufeln a^1 sind zum Umfang des Rades b tangential, während die Schaufeln b^1 Tangenten eines innerhalb des Umfanges von b gedachten Kreises darstellen.

Die Rohrdüse c liegt mit jeder bei der Drehung des Rades b ihr gegenüber ankommenden Schaufel b^1 in gleicher Linie, so dass diese den Dampf aufnehmen können. Letzterer tritt dann durch die erweiterte Mündung der Schaufeln b^1 an der einen Seite des Rades b ein, gelangt von diesen in die Schaufeln a^1 des Rades a, von letzteren wieder in das Rad b und schliesslich in die Ausströmungsöffnungen des Rades a, die ausserhalb des das Rad b umschliessenden Teiles von a angeordnet sind, und entweicht dann in das die Maschine umgebende Ge-

häuse *d*. Aus letzterem tritt der Dampf durch das an der einen Seite des Gehäuses befindliche Abdampfrohr d^1 ins Freie hinaus.

Jede einzelne von den nacheinander eingelassenen Dampfmengen wirkt also abwechselnd auf die Räder *b* und *a*, und zwar hintereinander auf verschiedene Teile eines jeden Rades, so dass die Bewegungsgeschwindigkeit jeder einzelnen Teilmenge auf ihrem Durchgang voll ausgenutzt wird. Dabei treten die einander zugekehrten äusseren und inneren Flächen der Räder *b* und *a* so dicht aneinander, dass irgendwie in betracht kommende Mengen Dampfes nicht entweichen können und demnach aller Dampf, der durch die Schaufeln des einen Rades hindurchgelangt ist, auch durch diejenigen des andern Rades strömt. Die Wellen *e* und *f* der gleichzeitig und in entgegengesetzten Richtungen sich drehenden Räder *a* und *b* ruhen in Lagern *g* des Gehäuses *d* und übertragen ihre Drehbewegung auf eine gemeinschaftliche Welle. Statt in Querreihen auf der ganzen Breite der Räder können die Schaufeln auch einzeln in einer einzigen Längsreihe bei jedem Rade angeordnet sein, so dass der Dampf, wie in

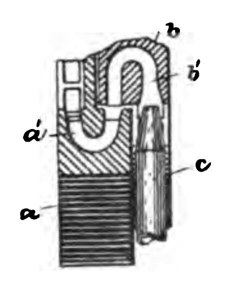


Fig. 253.

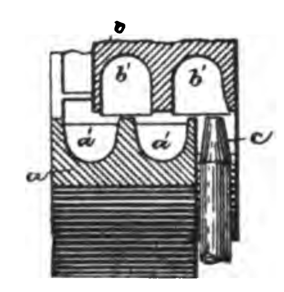


Fig. 254.

Fig. 253 gezeigt ist, bei jedem Rade immer nur eine einzige Schaufel zu durchlaufen hat.

Bei der in Fig. 254 veranschaulichten Form der Schaufeln ist die mittlere Teilungswand, welche denselben die in Fig. 251 und 253 gezeigte U-förmige Gestaltung verleiht, in Wegfall gekommen.

7. Dampfturbine von Seger. 1893.

Um die Wirkung des Dampfes besser auszunutzen, lässt man den Dampf auf mehrere Turbinenräder hintereinander ohne Vermittelung von zur Vermindernng seiner Wirkung beitragenden Leitschienen und ohne Aenderung der Bewegungsrichtung wirken.

Die Turbine ist in den Fig. 255—259 veranschaulicht.

Die Turbinenräder *a* und *b* werden dicht neben einander gelegt und erhalten eine solche Stellung zu einander, dass ein

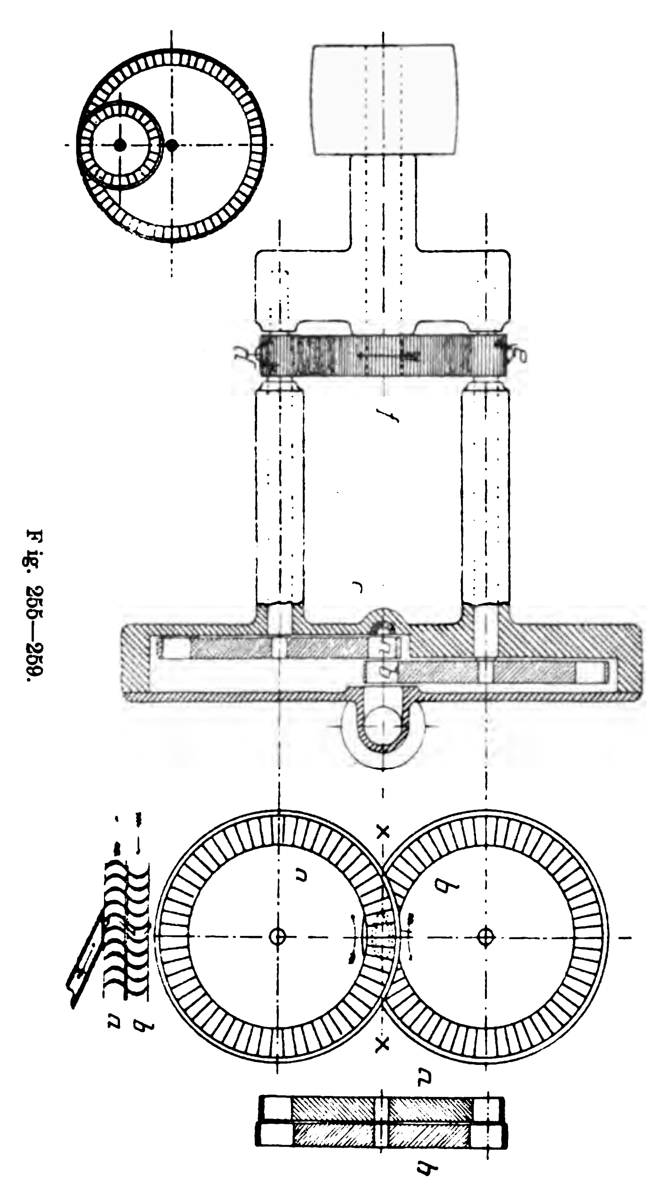


Fig. 255—259.

Teil ihrer Schaufeln einander deckt. Wenn dann der Dampfstrahl mitten vor der Stelle *c* (Fig. 255—257) eingelassen wird, wo die Räder einander decken, so strömt derselbe zunächst gegen die

Schaufeln des Rades *a* und dreht dasselbe in der durch einen Pfeil angedeuteten Richtung, worauf er auf die Schaufeln des dahinterliegenden Rades *d* stösst und dasselbe so in Umdrehung setzt, dass die Schaufeln beider Räder eine entgegengesetzte Bewegungsrichtung erhalten. Durch eine einfache Räderübersetzung wird die von den Turbinenachsen aufgenommene Kraft direkt auf die Hauptachsen übergeführt.

Die Achsen der Turbinenräder *a* und *b* sind mit je einem Zahnrad *d*, *e* versehen, und zwischen diesen wird ein auf der Hauptachse sitzendes Zahnrad *f* angebracht, sodass es von den beiden anderen Zahnrädern in derselben Richtung gedreht wird und die Kraft derselben aufnimmt. Die Durchmesser der Zahnräder *d* und *e* müssen nach der Geschwindigkeit der entsprechenden Turbinenräder bemessen werden.

Um mehr als zwei Turbinenräder zu benutzen, verlängert man die Achse des Rades *a* und bringt auf derselben ein drittes Turbinenrad an, welches teilweise das Rad *b* deckt; man kann ebenso auch auf der verlängerten Achse des Rades *b* ein viertes Rad anbringen, welches teilweise das dritte Rad in derselben Weise deckt, wie die Räder *a* und *b* einander decken. In solchem Falle muss die Form der Schaufeln an den letzteren Rädern nach der abnehmenden Geschwindigkeit des Dampfes eingerichtet werden.

Ferner kann man auch, wie Fig. 258 zeigt, die Turbinenräder in solcher Weise anbringen, dass sie einander innen tangieren; auch können die Räder sich vollständig einander decken lassen, wie Fig. 259 zeigt, obgleich diese letztere Anordnung zufolge der hierfür erforderlichen komplizierten Uebersetzungsanordnung nicht von praktischem Nutzen sein dürfte.

8. Dampfturbine von House. 1894.

Die Lager der Kraftwelle *A* bestehen aus nabenähnlichen Angüssen A^1 des als Cylinder für die Turbinenkörper dienenden Gehäuses J^1, welche auf Böcken A^2 montiert sind. Die Turbinenkörper sind (s. Fig. 260) als ein einziger Körper *B* gegossen, welcher auf die Kraftwelle gekeilt ist. Der ähnlich einer Riemscheibe mit seiner Nabe verbundene Kranz des Turbinenkörpers besteht aus mehreren Abteilungen; die mittlere derselben besitzt den grössten Durchmesser, während die anderen symmetrisch zu beiden Seiten der mittleren liegenden Abteilungen paarweise gleiche, aber stufenweise abnehmende Durchmesser besitzen. Auf dem äusseren Umfange jeder Abteilung sind Schaufeln angeordnet;

diejenigen *C* der mittleren Abteilungen besitzen den kleinsten Rauminhalt, während die Schaufeln *D E* . . . der anderen Abteilungen, von der mittleren ausgehend, an Rauminhalt im gleichen Verhältnis zunehmen, wie die Durchmesser der Kranzabteilungen abnehmen. Diese Zunahme kann entweder durch radiale Ver-

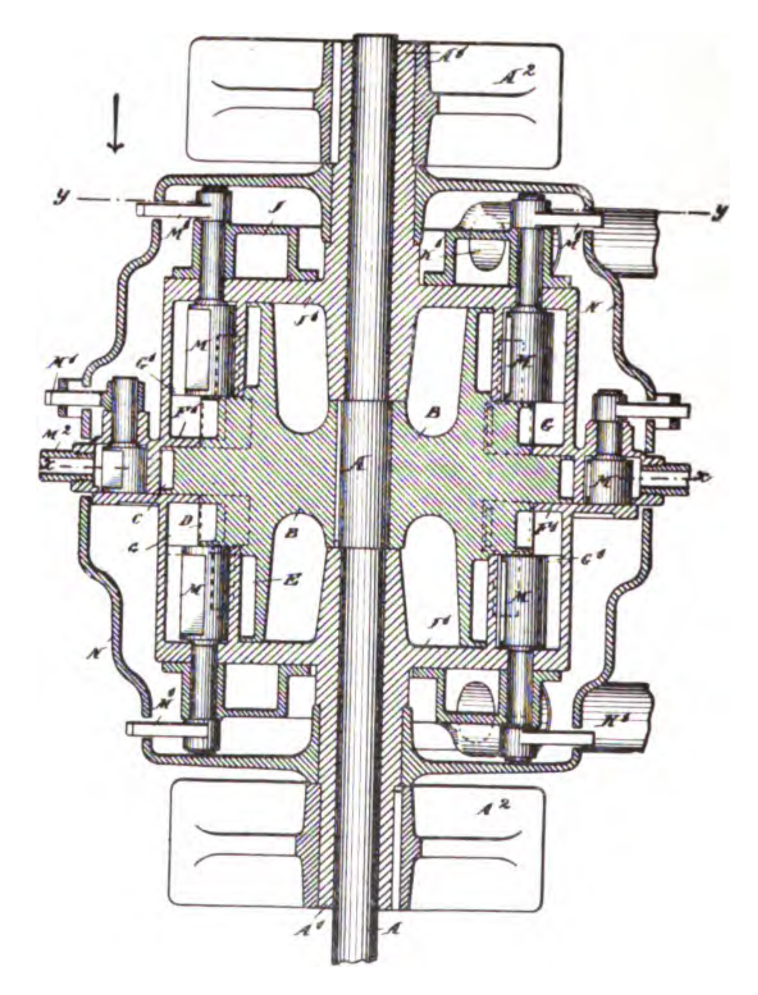


Fig. 260.

tiefung oder achsiale Verbreiterung der Kammern bewirkt werden. Die Kammern der einzelnen Abteilungen sind gegen die der anderen durch besondere Cylinderwandungen (F^1 G^1) abgeschlossen.

Der Dampf, welcher bei M^2 zugeleitet wird, strömt zuerst mit vollem Druck in die Schaufel *C*, und zwar je nach der

Stellung der in die Zuleitung geschalteten Zweiweghähne *M* durch die Kanäle C^2, tangential zum Schaufelumfang, entweder in der einen oder der anderen Richtung, alsdann aus den Kammern, welche unter den Zuleitungskanälen hinweggetrieben werden, unter Entspannung in die von den Zylinderwandungen gebildeten Ringkanäle *O*. Mit dieser geringeren Spannung dringt er durch die in den Wandungen F^1 vorgesehenen Oeffnungen *F* und durch die Bohrungen H^2 weiterer Hähne in die an Inhalt grösseren Kammern *D* der an Durchmesser kleineren Turbinen, an die-

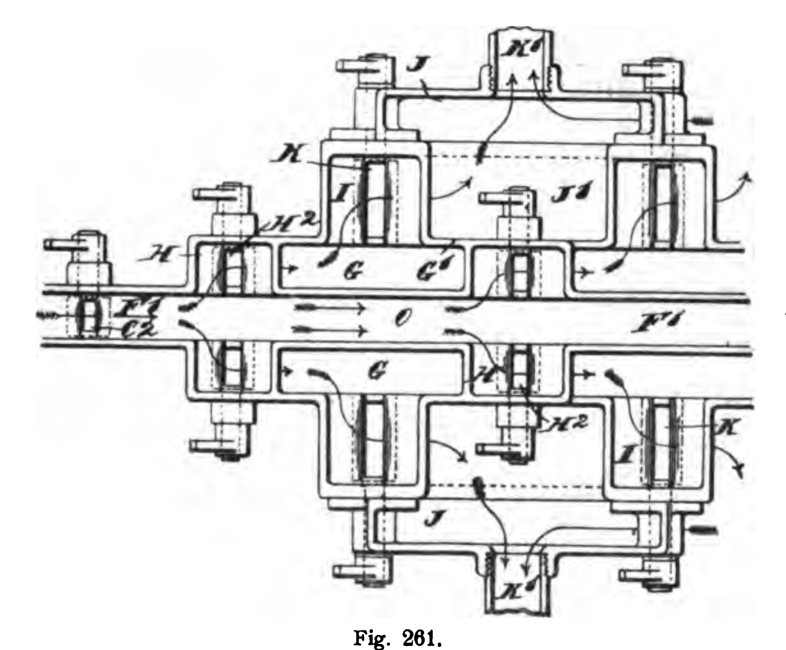


Fig. 261.

selben Energie abgebend, um dann in die Ringkammern *G* unter weiterer Entspannung auszupuffen. Sodann strömt er durch die in den Wandungen G^1 vorgesehenen Oeffnungen *I* und die Bohrungen *K* weiterer Hähne in die Kammern *E* und nach abermaliger Energieabgabe schliesslich in weitere Ringkanäle *J*, aus welchen er durch die Rohre K^1 nach dem Kondensator oder in die Atmosphäre entweicht.

Durch die beschriebene Vorrichtung wird bewirkt, dass das Arbeitsmoment des Treibmittels während dessen ganzen Laufes durch die Maschine immer dasselbe bleibt.

Die gleichzeitige Umsteuerung sämtlieher Hähne *M* wird mittels der in Schlitze des Eisenmantels *N* greifenden Hebel M^1

durch Drehung dieses Mantels mittels eines Handgriffes bewirkt, sodass alle Schaufeln stets in gleichem Sinne beaufschlagt werden.

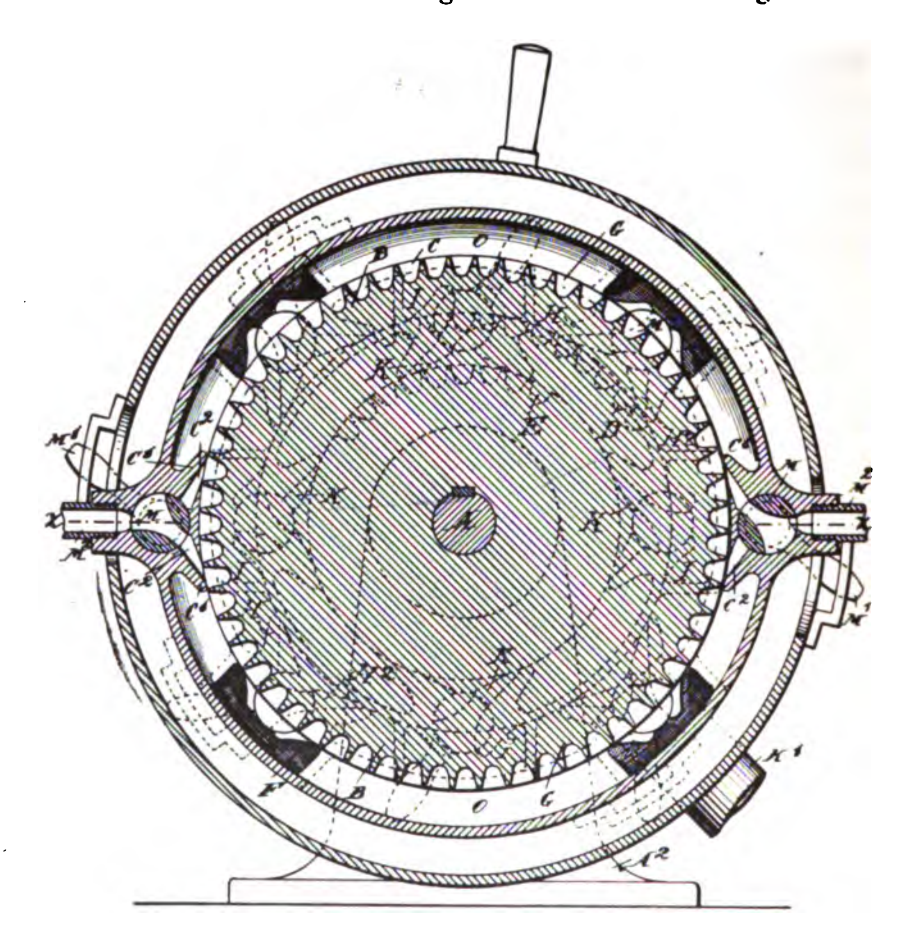


Fig. 262.

9. Dampfturbine von Ferranti. 1895.

Bei der vielstufigen Einradturbine von Ferranti, welche in den Fig. 263—267 veranschaulicht wird, wird der Dampf ebenso wie bei Perrigault und Farcot durch schleifenförmige Leitkanäle auf die Schaufeln desselben Laufrades zurückgeleitet. Ferranti leitet jedoch nicht den Dampf auf die eine ursprüngliche Beaufschlagungsseite, wie letztere getan haben, zurück, sondern benutzt auf beiden Seiten abgeschrägte U-förmig gewundene Leitkanäle *b*. Dieselben sind gegen einander versetzt angeordnet, so dass der durch Einströmdüse *d* zugeführte Kesseldampf nach Beauf-

schlagung des Laufrades aus dessen Schaufeln in die U-förmigen Leitkanäle *b* auf der entgegengesetzten Seite eintritt und auf dieser Seite nach Umkehrung seiner Bewegungsrichtung in den Leitkanälen *b* das Laufrad beaufschlagt, auf der anderen Seite aus- und in ein gleiches System von Leitkanälen und aus diesen unter

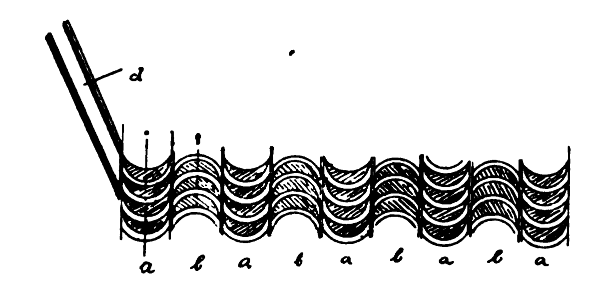


Fig. 263.

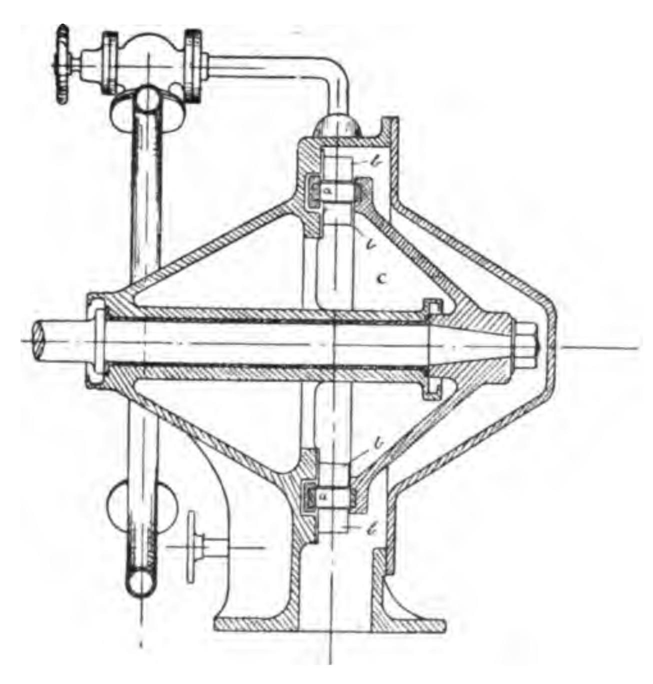


Fig. 264.

abermaliger Umkehrung seiner Strömungsrichtung wieder auf das Laufrad strömt u. s. w., bis er schliesslich aus dem letzten System von Leitkanälen in die Atmosphäre oder in einen Kondensator entweicht.

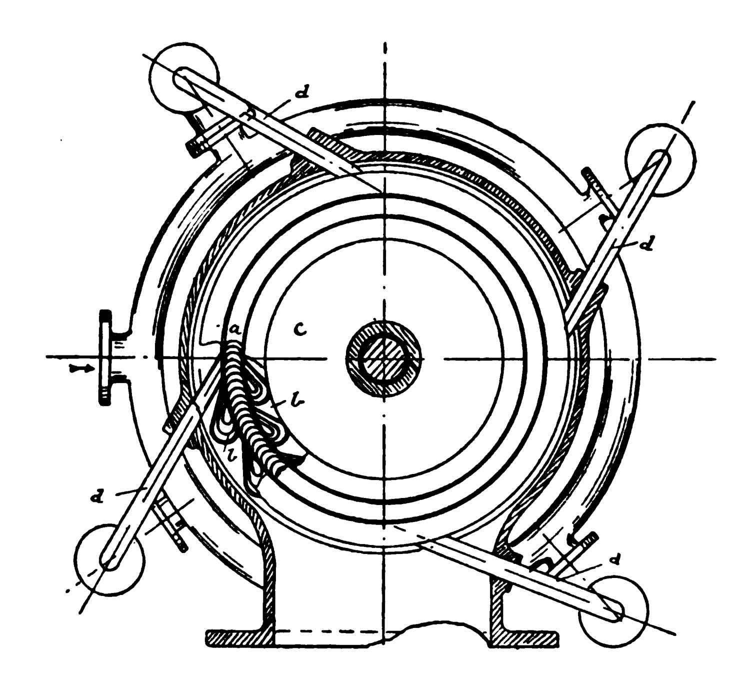


Fig. 265.

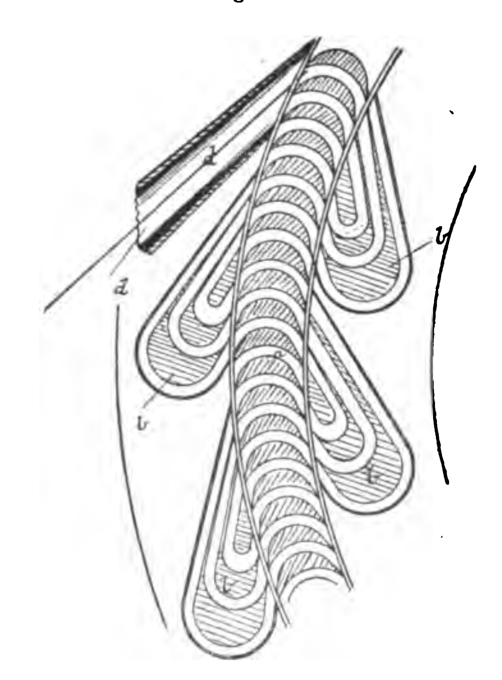


Fig. 266.

Wie aus Fig. 265 zu ersehen ist, sind vier solcher Leitkanalsysteme auf den Umfang des Laufkranzes verteilt.



Fig. 267 zeigt die Gesamtanordnung der Turbinenanlage.

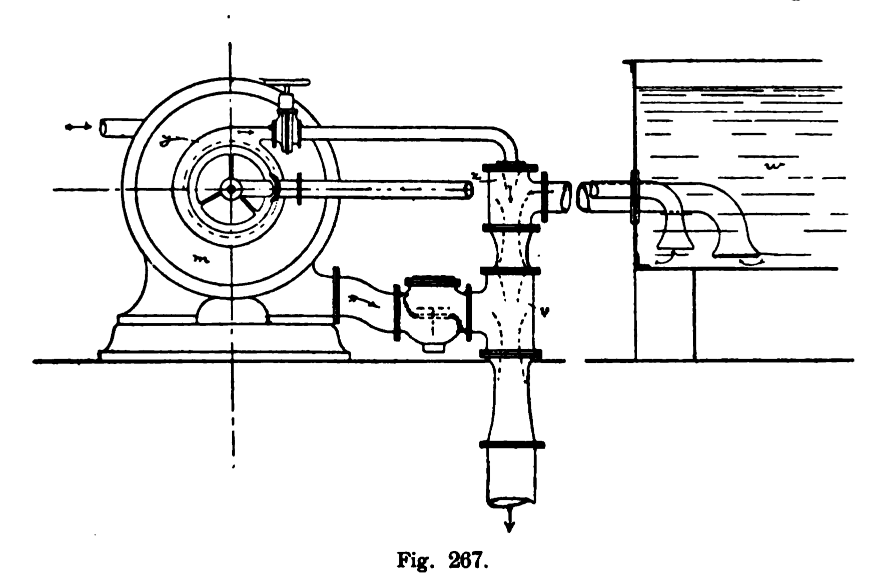


Fig. 267.

10. Dampfturbine von Brady. 1899/1900.

Diese Dampfturbine, welche in den Fig. 268 — 282 veranschaulicht ist, besitzt in entgegengesetzter Richtung sich bewegende Laufräder.

Die Scheiben *6*, *7* des Turbinengehäuses tragen seitlich heraustretende, gegen einander gewendete und in konzentrischen Kreisen angeordnete Ansätze *12*, *13* von trapezförmigem Querschnitt, während ähnliche in konzentrischen Kreisen seitlich aus einer auf der inneren Welle *9* festgekeilten Scheibe *11* heraustretende Ansätze zwischen die Ansätze *12*, *13* eintreten und die Hohlräume zwischen den konzentrischen Ansätzen ausfüllen.

Der Dampf strömt radial auf die schrägen Schaufelflächen und dreht dabei die Laufräder in entgegengesetztem Sinne. Demnach drehen sich auch die Kegelräder *16* und *17*, von denen das erste auf die äussere hohle Welle *5* und das zweite auf die innere massive Welle *9* aufgekeilt ist, in entgegengesetztem Sinne. Durch Einschalten eines Kegelrades *18* kann man beide Drehbewegungen auf dieselbe Welle *19* übertragen.

Bei der in den Fig. 275 — 282 dargestellten abgeänderten Ausführungsform dieser Turbine sind durch Anordnung seitlicher

Ringe *V* allseitig geschlossene Schaufelkammern gebildet. Der bei *I* eintretende Dampf tritt aus den Schaufeln *Q* des ersten Schaufelkranzes durch die Kanäle *S* in die Schaufeln *R* des

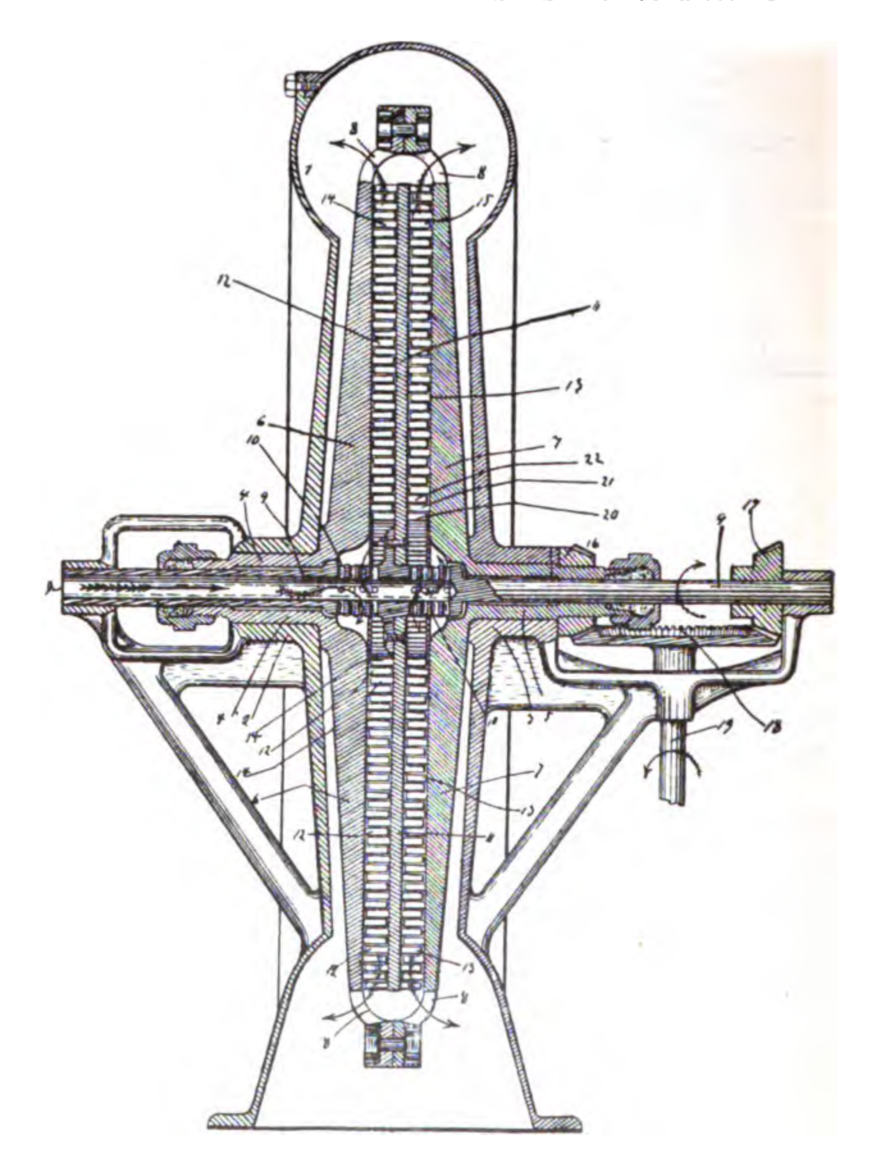


Fig. 268.

nächstfolgenden Schaufelkranzes ein und treibt denselben im Sinne der eingezeichneten Pfeile an. Aus den Schaufeln *R* entweicht der Dampf durch die schrägen Kanäle *T* und trifft dabei

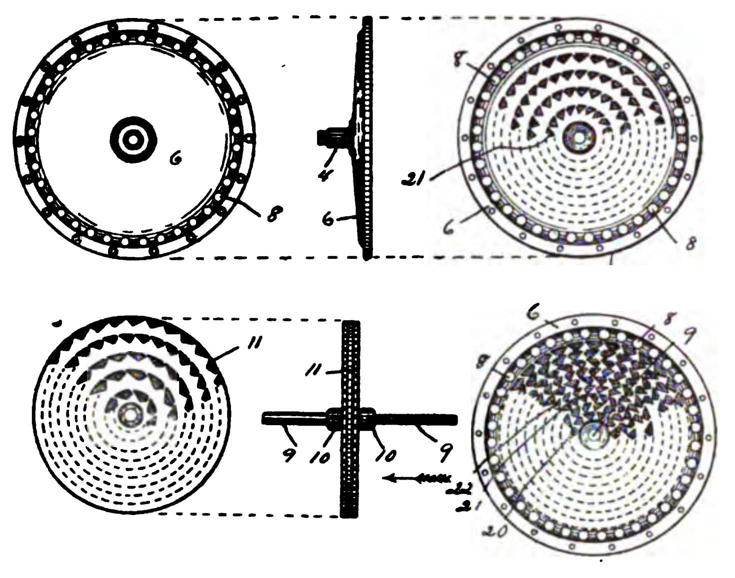


Fig. 269—274.

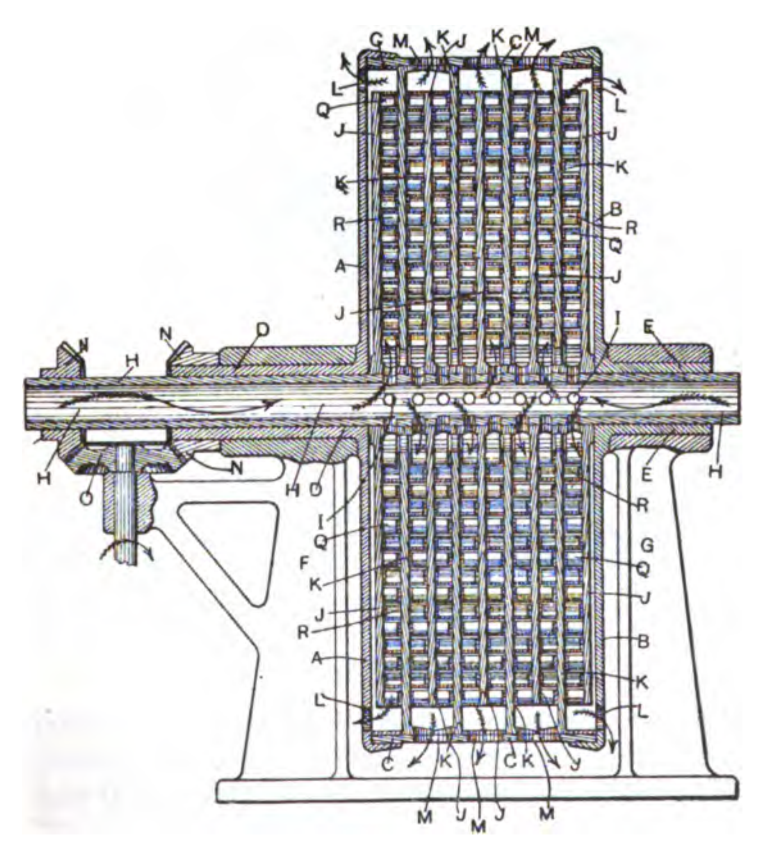


Fig. 275.

die Wandungen der Schaufeln Q des nächstfolgenden Schaufelkranzes eines sich entgegengesetzt drehenden Laufrades usw., bis

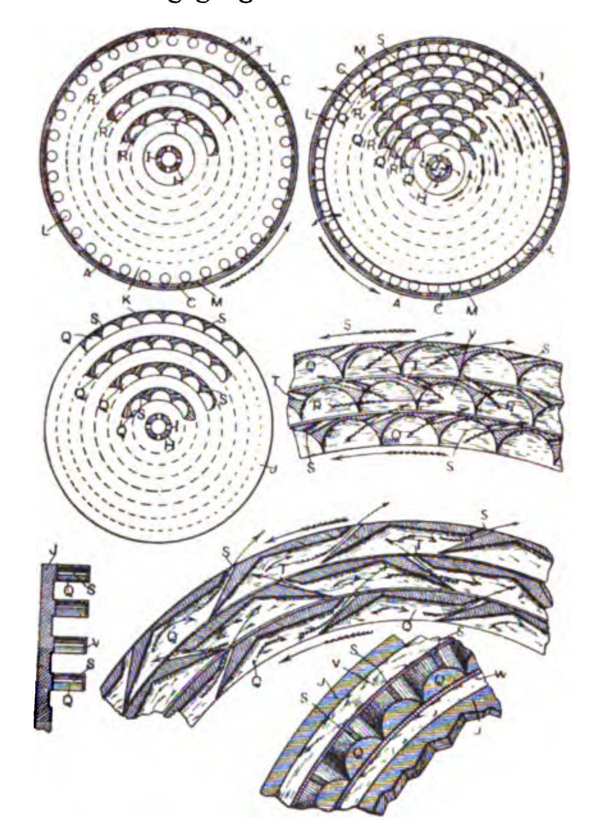


Fig. 276—282.

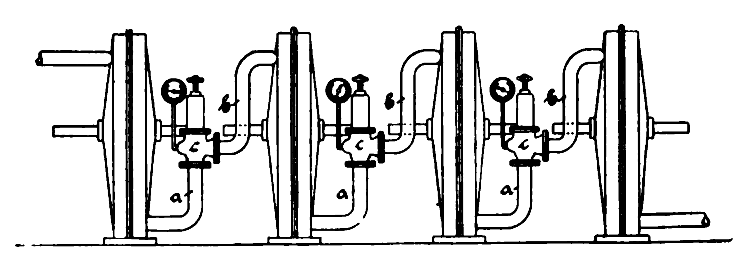


Fig. 283.

er schliesslich durch die radialen Kanäle S (Fig. 282) austritt und durch Löcher L und M aus dem Turbinengehäuse entweicht.

Fig. 281 zeigt eine andere Form der Schaufeln Q und R.

11. Dampfturbine von Hörenz. 1901.

Die in den Fig. 283 und 284 veranschaulichte Verbunddampfturbine unterscheidet sich von der oben beschriebenen

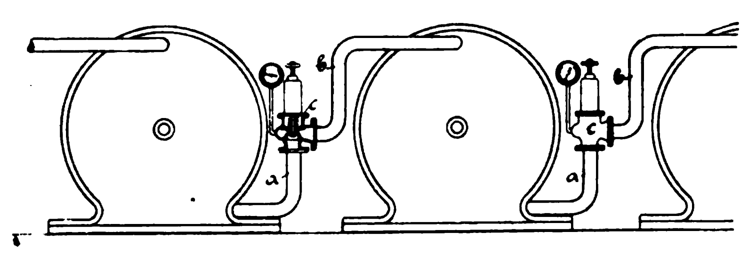


Fig. 284.

Turbine mit stehender Welle von Leroy nur dadurch, dass zwischen den einzelnen Turbinen selbsttätige Druckregelungsvorrichtungen angeordnet sind, welche zwischen jeder Turbine einen bestimmten Druckabfall sichern.

Schlussbemerkung.

Keine der hier beschriebenen Dampfturbinen hat die Dampfturbine von Parsons erreicht, geschweige denn überholt, so dass ein Vergleich der einzelnen Turbinentypen mit der Parsonsturbine sich erübrigt.

IX. KAPITEL.

Stufenturbinen mit Geschwindigkeits- bezw. mit gleichzeitiger Druck- und Geschwindigkeitsabstufung.

1. Dampfturbine von Pilbrow. 1843.

Ueber die Stufenturbine von Pilbrow, welche gerade im Hinblick auf die neuesten Dampfturbinen von Riedler-Stumpf und Curtis grosses Interesse verdient, berichtet Robert M. Neilson in der zweiten Auflage seines Buches „The steam-turbine" folgendes;

Um eine Dampfturbine mit geringerer Umdrehungszahl wirtschaftlich arbeiten zu lassen, schlägt der Erfinder die in den Fig. 285 bis 287 veranschaulichte Konstruktion vor.

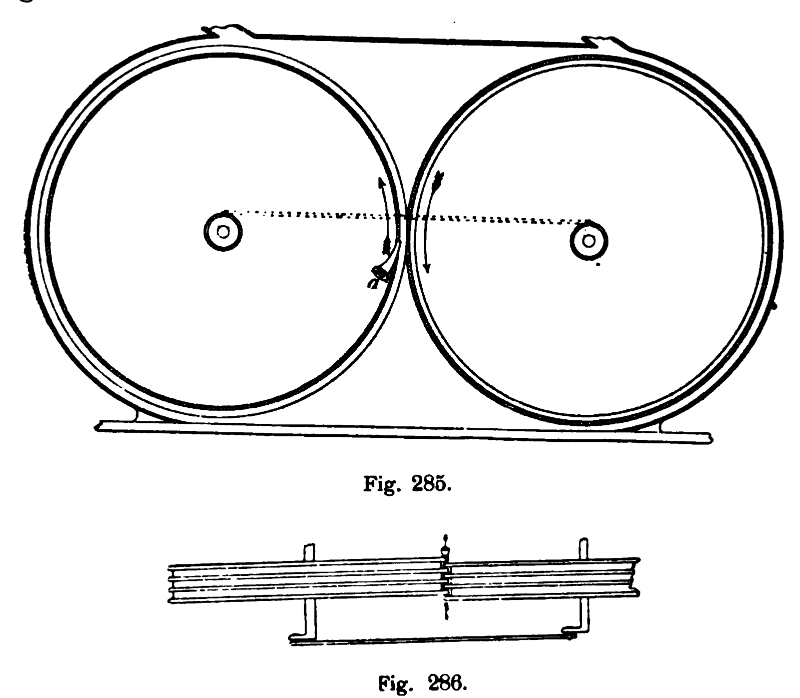


Fig. 285.

Fig. 286.

Auf zwei parallelen Wellen ist eine Anzahl von Rädern angeordnet, deren Umfänge einander überlappen. Die Räder sind als Axialturbinen gedacht; der Dampt strömt in das erste Turbinenrad aus Düse *a* ein und sodann der Reihe nach durch die Schaufeln aller Räder. Dies wird in Fig. 287 in grösserem

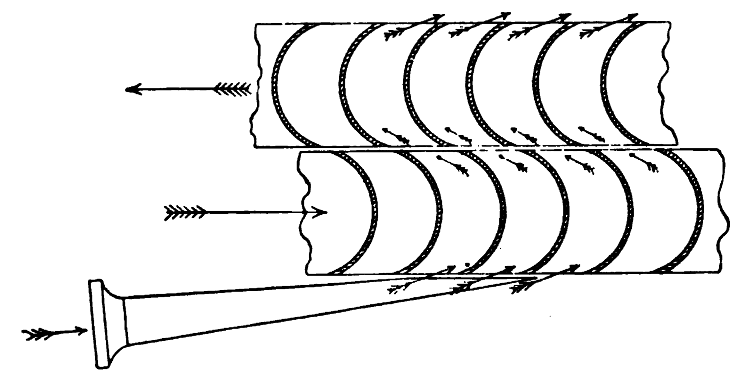


Fig. 287.

Massstabe für zwei Räder veranschaulicht. Es scheint, dass bei dem der Düse zunächst liegenden Teil die Schaufeln beider Radreihen in entgegengesetzter Richtung sich bewegen, so dass die beiden Radreihen gleiche Winkelgeschwindigkeiten besitzen. Die beiden Wellen mögen durch Reibungs- oder Zahnräder gekuppelt sein.

Der Erfinder hat offenbar die Absicht gehabt, die Schaufelgeschwindigkeit ohne Benutzung einer zweiten Welle für die festen Leitschaufeln zu vermindern, denn er erklärt: Ich beanspruche die ausschliessliche Benutzung von gekrümmten Schaufeln oder Zellen für den Zweck, den Dampf auf ein zweites oder mehrere Triebräder zurückzulenken.

Der Erfinder beschreibt ferner, wie die Arbeitsleistung seiner Turbine durch Reibungskupplung für Maschinenbetrieb nutzbar gemacht werden kann.

Der wichtigste Teil der Erfindung ist nach des Urhebers eigener Meinung die Art der Verminderung der Schaufelgeschwindigkeit ohne Kraftverlust beim Strömen des Dampfes durch eine Reihe von Schaufelkränzen.

Nach den Angaben Pilbrows über die Umlaufsgeschwindigkeiten seiner Turbinenräder sind von ihm Freistrahldüsen nach Art der Lavaldüse benutzt worden. Mit Rücksicht hierauf muss man seine Dampfturbine zu den Aktionsturbinen ohne und bei der letzten Ausführung zu denjenigen mit Geschwindigkeitsabstufung rechnen, wobei die gleichzeitige Verwendung von Druckabstufung nicht ausgeschlossen zu sein scheint. Pilbrow ist demnach als Vorläufer von Laval sowohl als auch von Riedler-Stumpf und Curtis anzusehen und demnach zu bewerten.

2. Dampfturbine von Lilienthal. 1890.

Ungefähr zu derselben Zeit, als de Laval in Stockholm an seiner Aktionsdampfturbine arbeitete, beschäftigte sich in Berlin der mehr durch seine Flugversuche als durch seine Ingenieurtätigkeit — Lilienthalscher Sicherheitskessel usw. — bekannt gewordene Ingenieur Otto Lilienthal mit der Konstruktion einer Dampfturbine. Die Angaben, welche der Erfinder über seine Maschine macht, sind sehr klar und in gewissem Sinne für die neueren Einrad- bezw. Zweiradturbinen vorbildlich, so dass eine wörtliche Wiedergabe der Lilienthalschen Darlegungen, insbesondere derjenigen über die Fundamentalversuche, auf welchen die Wirkung der Maschine beruht, angebracht erscheint.

„Jeder Dampfstrahl nimmt bei seinem Austritt aus einer Oeffnung in die Atmosphäre die Spannung der Atmosphäre selbst an. Die im vorher gespannten Dampf enthaltene gesamte

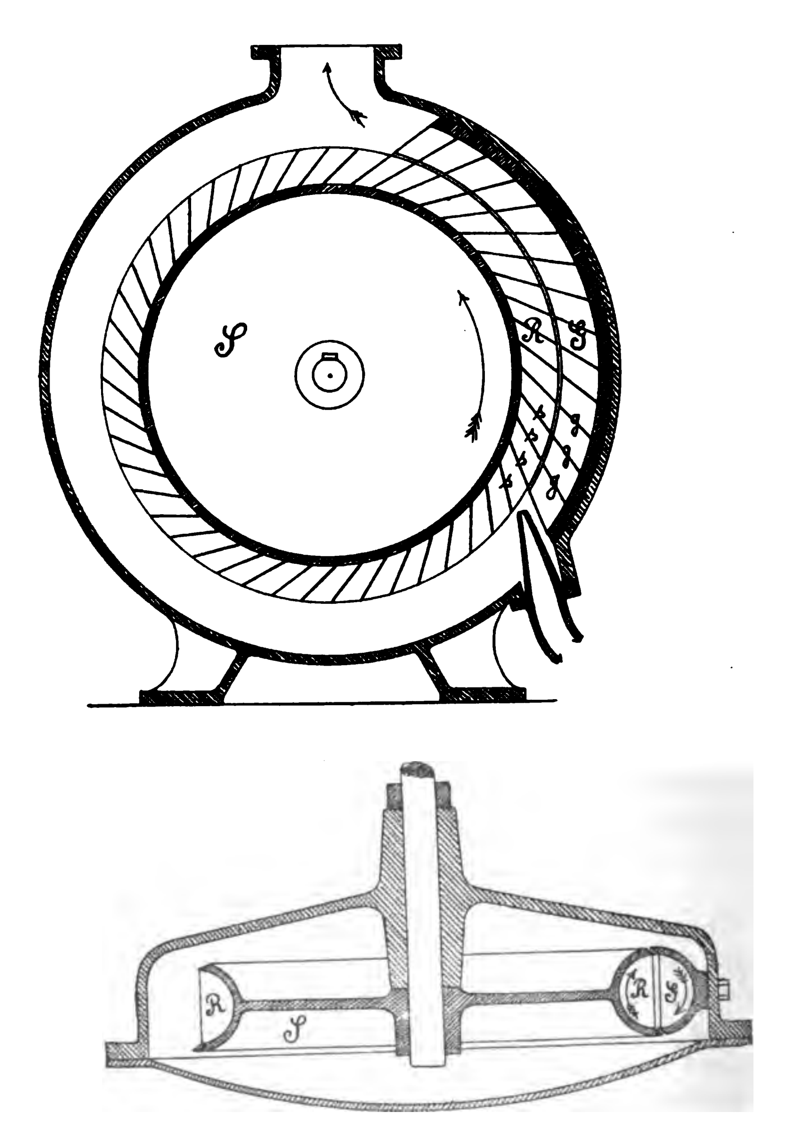


Fig. 288 u. 289.

Expansionsarbeit verwandelt sich bei seinem Austritt aus einer Düse in lebendige Kraft, indem sie dem austretenden Dampfstrahl eine ausserordentlich grosse Geschwindigkeit erteilt, die bei vor-

her gespanntem Dampf von z. B. 5 Atmosphären ca. 800 m, bei 10 Atm. ca. 900 m und bei 15 Atm. ca. 1000 m pro Sekunde beträgt. Wenn man nun einen solchen freien Dampfstrahl in einen Hohlraum blasen lässt, der nach Fig. 290 aus einem niedrigen halben Kreiszylinder besteht, und ihn tangential an einer Seite der zylindrischen Wand einleitet, so verlässt der Dampf mit fast ungeschwächter, aber entgegengesetzt gerichteter Geschwindigkeit die andere Seite des Hohlraumes, wie in Fig. 291 angedeutet ist.

Der Druck, welchen dieser Strahl auf die zylindrische Wand in seiner Blaserichtung ausübt, kann ohne Weiteres mit einer Wage gemessen werden, wenn die Hohlform auf einem Hebel befestigt wird, wie in Fig. 292 durch Einzeichnung einer Federwage angegeben ist. Derselbe entspricht genau der Centrifugalkraft der die Hohlform durchschiessenden, eine beständige halbkreisförmige Rotation vollziehenden Dampfmenge. Um diese Erscheinung möglichst vollkommen zu erhalten, ist es notwendig, dass der Durchmesser der Hohlform wenigstens zehnmal so gross ist, als die Dampfstrahldicke beträgt.

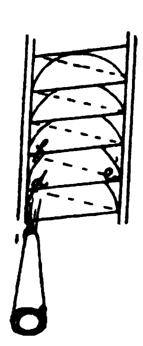
Hierbei ist ferner von Wichtigkeit, dass ein Hohlraum, wie angegeben, genommen wird und nicht ein halbkreisförmig gebogener Kanal; denn wenn ein solcher Kanal die Weite gleich dem Strahlquerschnitt hat, so geht der freie Strahl wegen der Widerstände im Kanal nur teilweise in denselben hinein; wenn aber der Kanal enger als der Strahlquerschnitt ist, so verlangsamt sich entsprechend die Geschwindigkeit des Strahles und vermindert sich in noch höherem Grade die lebendige Kraft des Dampfes, was vermieden werden soll. Es ist daher nur die offene Hohlform oder Schaufel, welche eine freie Zirkulation des umgebenden Mediums gestattet, geeignet, bei geringsten Widerständen die lebendige Kraft des Strahles möglichst unverkürzt zu lassen.

Steht die Hohlform oder Schaufel still, in welche der Dampfstrahl hineinbläst, so enthält der rückwärts ausströmende Dampt annähernd noch dieselbe in seiner Geschwindigkeit gebundene Arbeitskraft. Bewegt sich die Hohlform aber in der Richtung des Strahles, weicht dieselbe also mit einer gewissen Geschwindigkeit aus, so nimmt die Dampfrotation in der Schaufel um diese Geschwindigkeit ab, der austretende Strahl verlangsamt sich aber um diese doppelte Geschwindigkeit und giebt die entsprechende Arbeitsmenge an die Schaufel ab.

Um nun die lebendige Kraft des freien Damptstrahles voll ausnutzen zu können, müsste ein Schaufelrad, dessen Umfang mit solchen halbzylinderförmigen Taschen besetzt ist und welches tangential von einem freien Dampfstrahl angeblasen wird, eine Umtangsgeschwindigkeit gleich der halben Strahlgeschwindigkeit erhalten, damit das treibende Mittel nach Verlassen des Schaufelrades zur absoluten Ruhe kommt. Solche hierzu erforderlichen Radgeschwindigkeiten von ca. 400 m pro Sekunde bieten aber für die praktische Ausführung erhebliche Schwierigkeiten, während andererseits bei wesentlich langsamerer Schaufelgeschwindigkeit der Dampf noch mit grosser lebendiger Kraft dem Rade ungenützt entströmt.

Man kann aber den so verlorenen Dampf für dasselbe Rad wieder nutzbar machen und dadurch den Nutzeffekt langsam sich drehender Räder günstig gestalten. Der frei ausströmende Dampfstrahl hat keine Spannung gegen den umgebenden Raum, und seine motorische Wirkung besteht nicht in seinem Druck und in etwaiger Expansion, sondern ausschliesslich in seiner Geschwindigkeit; er verhält sich also wie jeder andere geworfene Körper. Aus diesem Grunde kann man ihn auch durch eine offene halbkreisförmige Rinne, in welche er nach Verlassen des Schaufelrades tangential und möglichst ohne Stoss sich anschmiegend hineinströmt, wieder in seiner Richtung umkehren und tangential in die Schaufeln des rotierenden Rades überleiten, um seine lebendige Kraft noch weiter auszunutzen. Wenn nun die Geschwindigkeit noch nicht verzehrt ist, kann man diese Rückleitung so oft fortsetzen, als der Strahl das rotierende Rad einholt.

Zur Veranschaulichung einer derartigen Einrichtung dient der Versuch nach Fig. 291. Hier sind zwei Schaufeln *a* und *b*



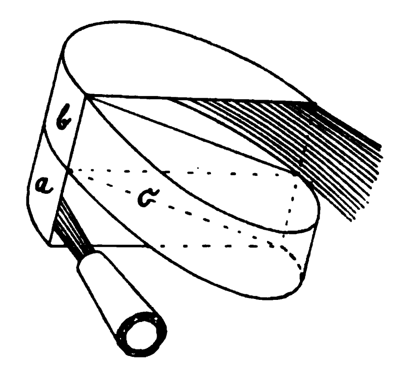


Fig. 290 und 291.

übereinander gezeichnet. In die untere Schaufel *a* tritt der Dampfstrahl links tangential hinein. Gegenüber seinem rechten Austritt befindet sich eine gegen die Schaufeln *a* und *b* offene Gegenschaufel *c*, welche den Strahl auffängt, umkehrt und in die Schaufel *b* links hineinleitet. Aus *b* wird der Strahl dann rechts heraustreten, und dieses Spiel kann sich öfters mit mehreren Schaufeln wiederholen.

Durch Anbringen solcher mehrfacher Schaufeln auf einem Hebel, wie in Fig. 292, bei denen aber der austretende Strahl durch feststehende Gegenschaufeln immer wieder aufgefangen und in die nächsten Schaufeln zurückgeleitet wird, kann man sich von dem dadurch vermehrten Reaktionsdruck überzeugen. Hierbei ist noch zu bemerken, dass die Gegenschaufeln nicht luftdicht an die Radschaufeln angeschlossen zu werden brauchen, sondern dass der freie spannungslose Dampfstrahl auch einen vorhandenen Spielraum ohne wesentlichen Verlust überspringt, weil er nur als träge Masse wirkt. Mehrere solcher Schaufeln und Gegenschaufeln, über einander angebracht, schreiben dem Dampf einen spiralförmigen Lauf vor, der zur Hälfte in den Schaufeln, zur anderen Hälfte in den Gegenschaufeln liegt.

Die Dampfstrahlmaschine, welche diese Dampfstrahlwirkungen zur Anwendung bringt, ist durch Fig. 288 und 289 dargestellt.

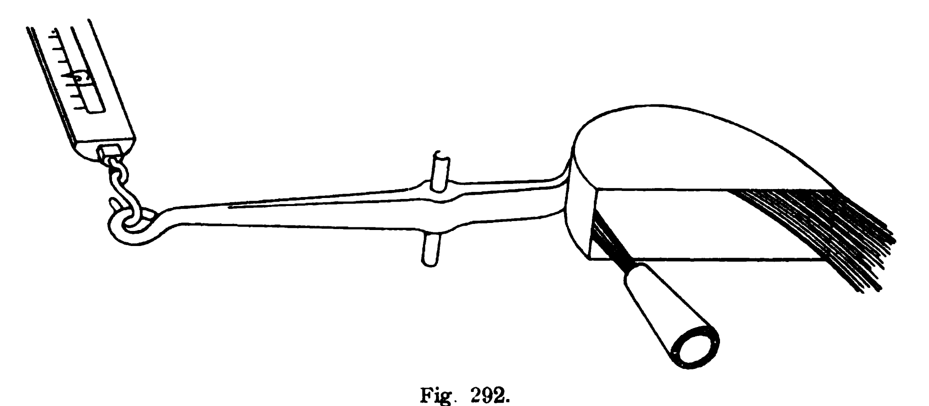


Fig. 292.

In einer den freien Dampfaustritt gestattenden Kapsel befindet sich ein rotierendes Schaufelrad *S*, dessen Welle, in der Kapselwandung gelagert, die Kraft nach aussen fortpflanzt. Das Rad hat am Umfang eine Rinne *R* mit annähernd halbkreisförmigem Querschnitt. Diese Rinne ist durch dünne, schräg stehende Scheidewände *s* in einzelne offene Taschen oder Schaufeln

eingeteilt. Die Scheidewände verbinden, wie Fig. 290 zeigt, die beiden Ränder der Rinne in schräger Richtung *d*, *e*. Der Rinne *R* des Rades gegenüberliegend, befindet sich eine gleiche feststehende beliebig lange Rinne *G*, welche durch schräge Scheidewände *g* eine Anzahl feststehender Gegenschaufeln bildet. Diese Scheidewände *g* haben die Richtung *e f* in Fig. 290 und leiten den Strahl in die Schaufeln des Rades tangential zurück zur weiteren Ausnutzung seiner lebendigen Kraft. Der Dampf durchläuft hierbei eine schräg liegende Zylinderspirale an der Innenwandung eines Rohres, dessen eine Hälfte aus der Rinne *R* und dessen andere Hälfte aus der Rinne *G* besteht. Jede Windung des Spirallaufes wird durch die Zentrifugalkraft in den Taschen der Rinne *R* einem Treibdruck auf das Schaufelrad *S* entsprechen und auch bei verhältnismässig langsamer Rotation des Rades einen höheren Nutzeffekt sichern, denn je langsamer das Rad sich dreht, desto mehr Spiralgänge werden vom Dampf durchlaufen. Die freien Kanten der Scheidewände *s* und *g* sind zugeschärft, um schädliche Stosswirkungen für den Dampfstrahl zu vermeiden.

Statt am Radumfang kann die Schaufelrinne *R* auch seitlich am Rande des Rades angebracht werden sowie in einem Hohlrad, ohne dass die Wirkung wesentlich verändert wird. Statt des Dampfes kann auch der freie Strahl irgend einer anderen motorischen Flüssigkeit zur Verwendung gelangen."

Lilienthal hat nach den obigen Darlegungen offenbar über die Strahlwirkungen des Dampfes Versuche angestellt, wie dies in seiner Natur lag, aber, da er durch seine Flugversuche jahrelang vollständig in Anspruch genommen wurde, seine Maschine nicht ausgeführt; wenigstens habe ich darüber nie etwas gehört. Bei Besprechung der Versuche von Lewicki über den Stoss der aus Düsen ausströmenden Dampfstrahlen wird sich Gelegenheit bieten, auf die Lilienthal'schen Versuche vergleichsweise zurückzugreifen. Wichtig ist jedoch, dass Lilienthal die Konstruktion der Schaufelform den Eigenschaften des stossenden Dampfstrahls zur Erzielung hohen mechanischen Wirkungsgrades anzupassen strebt und zugleich zur Herabminderung der Umdrehungsgeschwindigkeit zur Geschwindigkeitsabstufung übergeht, also in der Richtung der neuesten ausgeführten Turbinenkonstruktionen vorarbeitet.

3. Dampfturbine von Curtis. 1896.

Das Wesen der Curtis-Turbine besteht darin, dass die Expansionsdüse der einstufigen Turbine mit einer mehrstufigen Turbine kombiniert wird; es handelt sich also bei derselben um gleichzeitige Druck- und Geschwindigkeitsabstufung.

Wunderbarer Weise ist in den deutschen Patenten dies Arbeitsverfahren nicht unter Schutz gestellt worden, obwohl in der Patentbeschreibung auf dasselbe hingewiesen wird und doch nur darin allein der Kern der Erfindung sowie der Fortschritt allen älteren Dampfturbinen gegenüber und das Hauptverdienst von Curtis beruht.

Sollte Curtis selbst oder sein Vertreter dies nicht eingesehen haben, das zu erfahren, wäre jedenfalls von Interesse. Von einem umfassenden, generellen Schutz des Curtis'schen Grundgedankens kann auf grund der erteilten Schutzansprüche nicht die Rede sein. Dieses Beispiel beweist, wie wichtig die Tätigkeit eines Vertreters bei der Ausarbeitung und Erwirkung von Patenten ist.

Oder sollte in vorliegendem Falle der bekannte Zurückweisungsgrund, dass die Gesamtwirkung die Summe der Einzelwirkungen bekannter Turbinen nicht übersteige, den generellen Schutz des neuen Verfahrens verhindert haben, wie man nach dem Schlusssatz der Patentschrift 104 468 annehmen könnte? Dann allerdings wäre die Sachlage ganz anders und vollkommen erklärlich, da gegen diese Kunstformel alles Ankämpfen vergeblich ist.

Es mag bei dieser Gelegenheit bemerkt werden, dass diese Begründungsweise, welche eine Uebertragung oder Anwendung des bekannten Satzes „Das Ganze ist gleich der Summe seiner Teile" auf technische Probleme darstellt, eine petitio principii der folgenschwersten, weil höchst verborgen liegenden Art enthält. Der darin gezogene Schluss wäre nämlich nur dann richtig und beweiskräftig, wenn es sich bei technischen Problemen um die Summierung wirklich gleicher (identischer) Krafteinheiten bezw. Kraftwirkungseinheiten nur der Grösse nach handelte.

In diesem Falle muss jedoch, wie auch logisch nicht geschulten Köpfen einleuchten dürfte, stets die Gesamtwirkung gleich der Summe der Einzelwirkungen sein; es kann also von einem die Summe der Einzelwirkungen übersteigenden Gesamteffekt überhaupt nicht die Rede sein. Es könnte somit überhaupt kein Kombinationspatent erteilt werden.

Bei technischen Problemen handelt es sich indessen überhaupt nicht um blosse, nach gleicher (identischer) Einheit messbare Wirkungen, also nicht um nur der der Grösse nach, sondern stets, sofern es sich um zwei als verschieden zugestandene Einzelwirkungen dreht, nur um gleichartige bezw. ganz verschiedene, nicht nach identischer Einheit messbare Wirkungen; denn bei technischen Vorgängen ist stets ausser der Grösse auch die Form (Zeit, Raum, Masse, Kraftaufwand, Bahn oder Weg u. dgl.) der Wirkung von Bedeutung und letztere garnicht auszuschliessen. Es muss also die Gesamtwirkung von der Summe der Einzelwirkungen der Form nach stets verschieden sein, während die Gesamtwirkung der Grösse nach unter erst besonders zu wählenden Bedingungen gleich der Summe der Einzelwirkungen sein kann, fast durchweg aber nicht ist.

·Wie lange noch lässt die Ingenieurwissenschaft, die heute nach Erlangung des Doktorranges in logischen Fragen mündig geworden ist und von rechtswegen mitzusprechen und zu entscheiden hat, derartige, auf falsch angewandten logischen Grundsätzen beruhende Entscheidungen zum Schaden der Industrie unbesprochen und unwiderlegt?

Vielleicht führt das so lehrreiche Beispiel des Curtis'schen Arbeitsverfahrens zur Behandlung dieses Gegenstandes durch die ersten Vertreter der Ingenieurwissenschaft und -Kunst. Mit Recht betont übrigens Curtis, dass man die an der einstufigen Turbine vorhandene Düsenkonstruktion nicht ohne jede Veränderung auf die mehrstufige Turbine übertragen kann, da die Geschwindigkeit des Dampfes sich nicht durch viele Stufen teilen lässt, sofern man die gesamte Mündungsfläche des Laufrades nicht durch die Mündungsfläche der Dampfdüse überdecken will. Denn die Schaufeln, welche beständig an der Düsenmündung vorbeirücken, werden periodisch immer zwei Zellen an den Enden der Mündungsfläche der Düse nur unvollkommen beaufschlagen. Bedeckt beispielsweise die Mündungsfläche der Düse sechs Zellen des Laufrades, so werden in denjenigen Stellungen, in denen die Düsenränder auf die Mittellinien der Laufradzellen treffen, nur fünf Laufradzellen des ersten Rades, dementsprechend nur vier Zellen des nächsten Leitrades, nur drei des zweiten Laufrades, nur zwei des dritten Leitrades und schliesslich nur eine des darauf folgenden dritten Laufrades voll beaufschlagt. Es würde also die Anwendung eines vierten Laufrades überhaupt schon zwecklos sein.

In der Tat hat Curtis durch Versuche festgestellt, dass bei der Kombination der Expansionsdüse mit einer mehrstufigen Turbine höchstens drei, aber in den meisten Fällen am besten nur zwei Stufen angenommen werden dürfen, weil sonst die Ventilations- und Reibungsverluste so gross werden, dass die durch Abstufung der Geschwindigkeit erlangten Vorteile aufgehoben werden. Der wahre Grund für diese Tatsache liegt darin, dass die gleichzeitige Abstufung von Geschwindigkeit und Druck so wirksam ist, dass nur eine geringe Druckstufenzahl anwendbar bezw. erforderlich, eine grössere Stufenzahl dagegen nutzlos ist.

Bei der de Laval'schen Turbine wird die Einströmungsdüse in mehrere kleinere Düsen zerlegt, teils um den axialen Druck

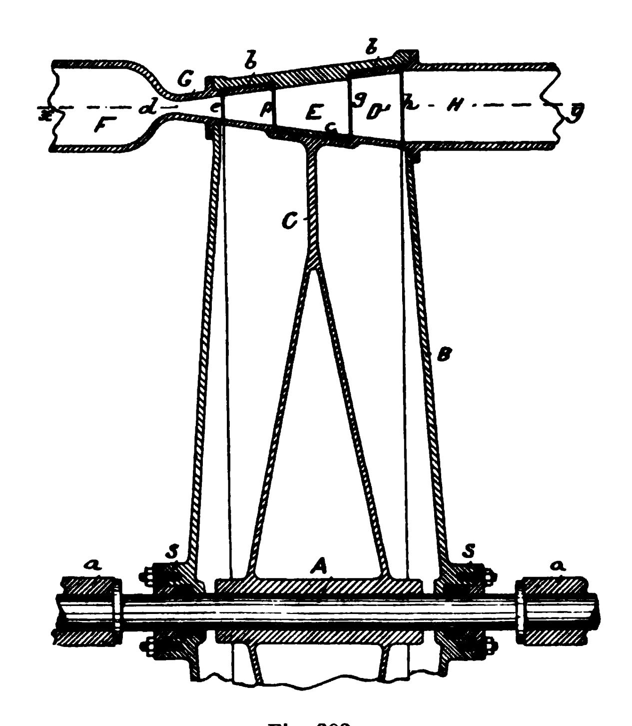


Fig. 293.

auf das Laufrad möglichst gleichmässig auf den Umfang desselben zu verteilen, teils um durch völlige Abdrosselung einzelner Düsen die Füllung verändern zu können, ohne das Verhältnis der Eintritts- und Austrittsquerschnitte der geöffneten Düsen zu ändern; hier dagegen wird stets nur eine einzige Düse verwendet, weil durch eine Vermehrung der Düsenöffnungen der Spaltverlust

an den Rändern der Düsenmündungsflächen entsprechend vermehrt werden würde.

In der Fig. 293 ist die Curtis-Turbine schematisch dargestellt. Fig. 293 ist ein axialer Querschnitt und Fig. 294 ein abgewickelter Schnitt durch die Schaufeln in der durch die Linie *x—y* der Fig. 293 erzeugten Mantelfläche.

Die Welle *A* ist in den Lagern *a*, *a* gelagert und mit Hülfe von Stopfbüchsen *S*, *S* durch das Gehäuse *B* dampfdicht hindurchgeführt. An das letztere ist einerseits das Speiserohr *F* und andererseits das Auspuffrohr *H* angeschlossen. Das Dampfrohr *F* hat, wie üblich, bei *d* eine Einschnürung, deren Querschnittsfläche der verlangten Arbeitsleistung und dem vorhandenen Dampfdruck entsprechend gewählt ist. Es schliesst sich unmittelbar

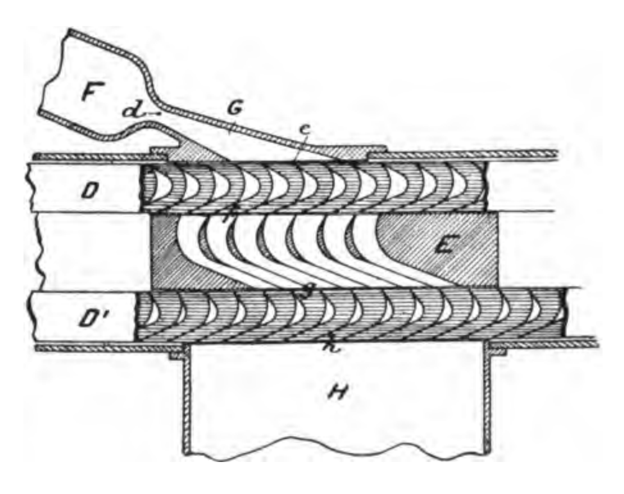


Fig. 294.

daran die Expansionsdüse *G*, deren Ausströmungsöffnung *e* aber nicht der vollen erreichbaren Expansion entspricht, wie in der Laval'schen Turbine, sondern nur demjenigen Teil des Druckabfalls, welcher der ersten Stufe der Turbine zukommt.

Auf die Achse *A* ist das Laufrad *C*, welches an seinem Umfang die Schaufeln *D* und D^1 trägt, aufgekeilt. Die dazwischen und an der Mantelfläche *b*, *b* des Gehäuses *B* befestigten Schaufeln des Leitrades *E* sind durch eine zweite Mantelfläche *c* gegen das Gehäuseinnere abgeschlossen. Damit der Dampf auf seinem Wege durch die Turbine expandieren kann, ist der Mündungsquerschnitt *f* des Laufrades *d* grösser gewählt, als der

Mündungsquerschnitt *e*, derjenige bei *g* wieder grösser als derjenige bei *f* und endlich derjenige bei *h* grösser als derjenige bei *g*.

Entsprechend der Einströmungsdüse ist auch nur ein kleiner Teil des zwischen die beiden Laufräder geschalteten Leitrades mit Leitkanälen versehen.

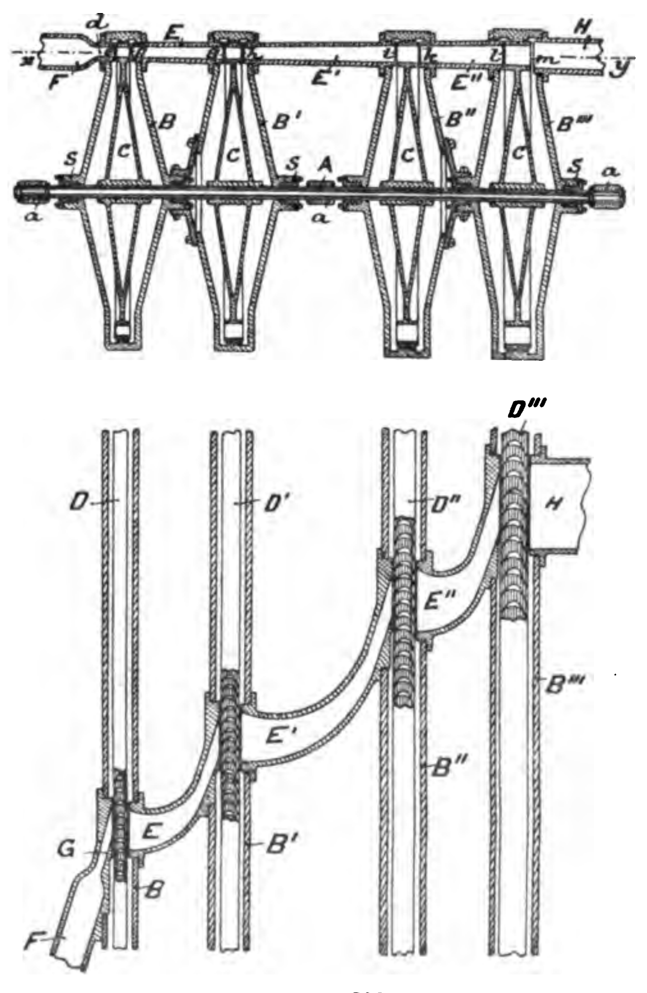


Fig. 295—296.

Die einzelnen Laufräder oder die einzelnen, nur wenige hintereinander geschaltete Laufräder enthaltenden Systeme werden nicht einfach hintereinander geschaltet, sondern einzeln von vollständig und allseitig begrenzten dampfdichten Gehäusen um-

schlossen, wie aus den Fig. 295 und 296 zu ersehen ist. Die Leiträder E, E^1 und E^{II} sind somit zwischen zwei vollständig getrennten Turbinen eingeschaltet und speisen die zugehörigen Laufräder.

Infolge des Spaltverlustes wird sich das Gehäuse B des ersten Laufrades vollständig mit Dampf anfüllen. Derselbe wird aber nicht ohne Weiteres in das zweite Laufrad D^1 eindringen und weiter bis zum Auspuffrohr H gelangen können, sondern er wird nur bis in das Leitrad oder die zweite Düse E gelangen, wird dort mit dem regelrechten Abdampf des ersten Laufrades vermischt und wieder zu einem zusammenhängenden und in günstiger Richtung austretenden Strahl gesammelt und die in ihm noch aufgespeicherte Spannung im zweiten Laufrade in Arbeit umsetzen.

Um den Grad der Expansion in der Düse und in den Arbeitskanälen der Turbine verändern und so bei verschiedenem

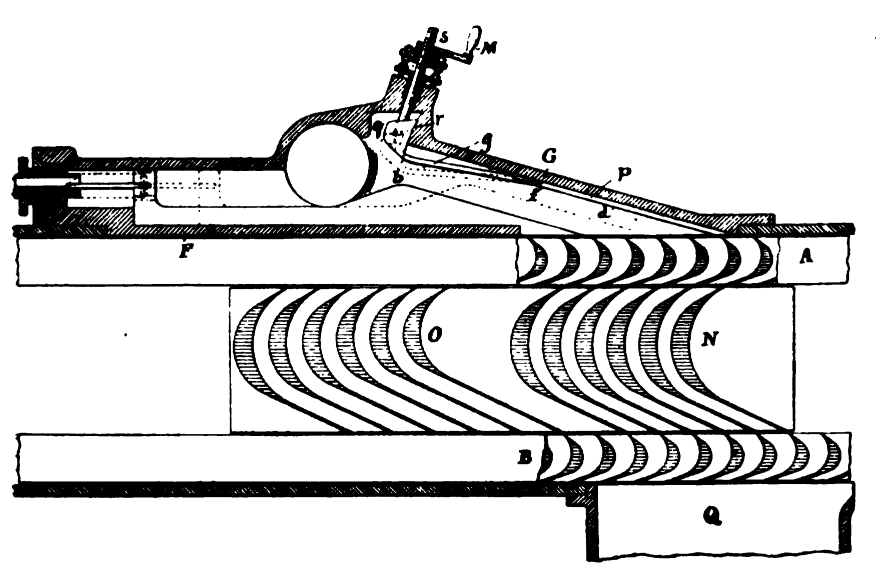


Fig. 297.

Enddruck des Treibmittels mit hohem Wirkungsgrade arbeiten zu können, benutzt Curtis folgende Vorrichtung zum Einstellen der Düse:

Die nach aussen gelegene Wandung derselben besteht aus einer besonders eingelegten, elastischen Platte p (Fig. 297) aus Stahl oder einem anderen elastischen Metall, welches längs der

Fläche *d* befestigt, von *f* aus aber frei ist. Zwecks grösserer Biegsamkeit ist die Platte *p* am Punkte *f* dünner gemacht. Das äussere Ende der Platte *p* endigt in einen Block *q*, welcher auf der Fläche *r* gleitet und mit einer Schraubenspindel *f* verbunden ist, die durch eine Stopfbüchse des Gehäuses *F* geht und mit einer durch den Handgriff *M* drehbaren Mutter versehen ist. Durch Drehung des Handgriffes *M* wird der Block *q* an der Fläche *r* entlang bewegt, und dadurch der Wand *g* eine beliebige Stellung erteilt. Durch die Einstellung der Wand *g* kann die Einschnürung der Düse vergrössert oder verkleinert, und infolgedessen die Expansion des Gases in der Düse in der erforderlichen Weise geregelt werden, je nach dem die Turbine mit oder ohne Kondensation arbeitet; ferner kann die Turbine jeder Veränderung in dem Anfangsdruck des Treibmittels angepasst werden.

Zur Regelung des Expansionsgrades in den Arbeitskanälen der Turbine hinter dem Austrittsende der Düse, je nach dem verschiedenen Austrittsdruck bei Kondensation oder ohne Kondensation, sind zwischen den beiden umlaufenden Schaufelkränzen zwei verschiedene Sätze von festen Leitkanälen angeordnet, von denen entweder der eine oder der andere dem Austrittsende des Dampfstrahles gegenüber gestellt werden kann. Die bei der Verwendung der Maschine mit Kondensation erforderliche grössere Expansion wird dadurch erzielt, dass die zwischengeschalteten Leitkanäle sich nach ihrem Ende hin so erweitern, dass sie mehr Schaufeln des zweiten Laufkranzes umschliessen als die Leitkanäle des

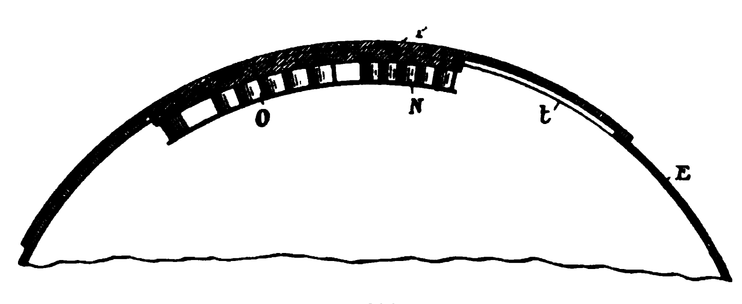


Fig. 298.

anderen zwischengeschalteten Satzes, der bei Verwendung der Maschine ohne Kondensation in Wirkung tritt. Die zwischengeschalteten Leitkanäle werden durch eine Anzahl von gekrümmten Schaufeln *N* und *O* gebildet, welche an einem in einer rechteckigen Oeffnung *t* des Gehäuses *E* liegenden Block *P* (Fig. 298) sitzen. Letzterer besitzt übergreifende Enden, sodass

die Oeffnung *t* stets vollständig geschlossen ist. Durch verschieben des Blockes *P* in der Oeffnung *t* können entweder die Schaufeln *N* oder die Schaufeln *O* zwischen die Düse und den Auspuff *Q* gebracht werden, welcher in einen Kondensationsapparat, in die Atmosphäre oder in eine andere Turbine münden kann. Der Block *P* wird in der ihm erteilten Stellung durch Bolzen gehalten.

Bei der in Fig, 297 der gestellren Stellung befinden sich die Schaufeln *N* zwischen der Düse *G* und dem Auspuff *Q*, und

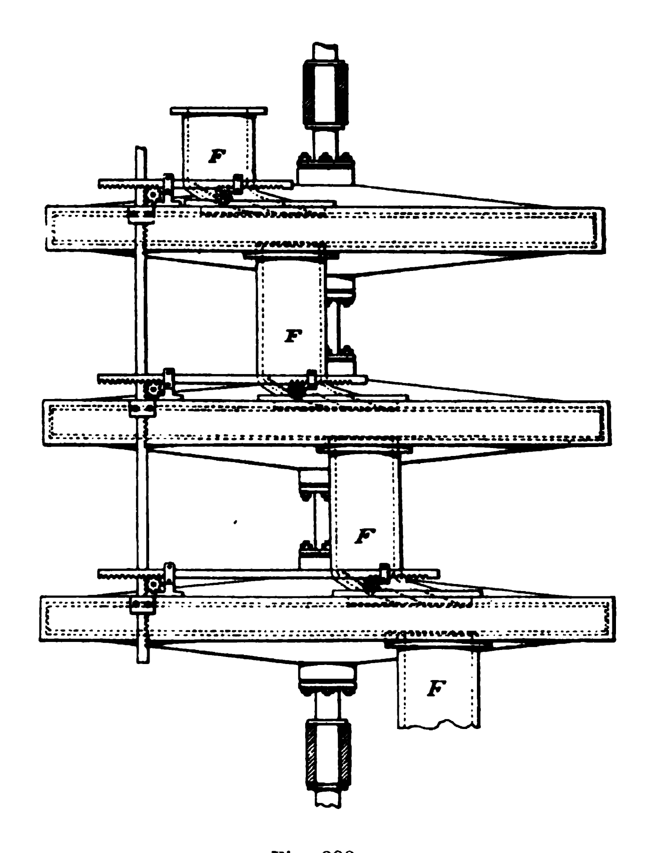


Fig. 299.

die Wand *g* ist so eingestellt, wie es für ein Arbeiten ohne Kondensation nötig ist. Um die Turbine für die Arbeit mit Kondensation einzustellen, wird der Block *P* so bewegt, dass die Schaufeln *O* zwischen die Düse und den Auspuff gelangen, und die bewegliche Wand *g* der Düse wird in die in Fig. 297

punktierte Stellung gebracht, um die erforderliche Vergrösserung der Expansion zu erhalten.

Curtis hat seine mehrstufige Dampfturbine auch für veränderliche Belastungen eingerichtet und so zu regeln versucht, dass der Wirkungsgrad der Maschine unverändert bleibt, und ist dabei von folgenden Erwägungen ausgegangen.

Die Form der Turbinenschaufeln für jede Geschwindigkeit des Laufrades zum Leitrade zu ändern, ist technisch schwierig. Leichter ist es dagegen, bei geringerer als der normalen Belastung die Geschwindigkeit des Laufrades beizubehalten und nur die auf die Schaufeln wirkende Kraft zu vermindern.

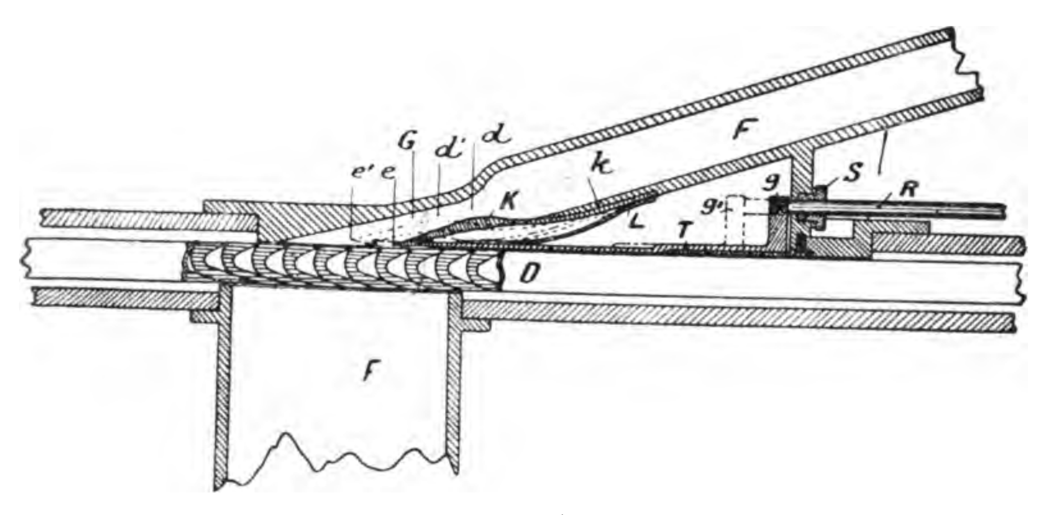


Fig. 300.

Dieser Bedingung kann nämlich genügt werden, wenn sich die Expansionsdüse derart verstellen lässt, dass die ausströmende Dampfmenge vermindert wird, ohne dass die Ausströmungsgeschwindigkeit kleiner wird. Zu diesem Zwecke wird durch eine Verstellvorrichtung der mittlere Düsenquerschnitt verengt, ohne dass das Verhältniss zwischen den Querschnitten der Einströmungsöffnung und der Ausströmungsöffnung geändert wird. Die dazu dienende Regelungsvorrichtung ist in den Fig. 300 und 301 veranschaulicht.

Das Dampfrohr *F* zeigt bei *d* eine Einschnürung und erweitert sich dann zu der Expansionsdüse *G*, welche rechteckigen Querschnitt besitzt. Die eine Düsenwand *K*, welche beweglich ist, kann auf der im wesentlichen kreisförmigen Fläche *k* vor-

und rückwärts gleiten. Durch eine Feder *L* wird das bewegliche Stück *K* gegen die gekrümmte Gleitfläche *k* angepresst.

Die Bewegung des Stückes *K* wird durch die Stange *R* bewirkt, welche durch eine Stopfbüchse *S* in das Düsengehäuse eingeführt ist. Die Stange *R* ist durch eine Schiene *T* mit dem Gleitstück *K* verbunden.

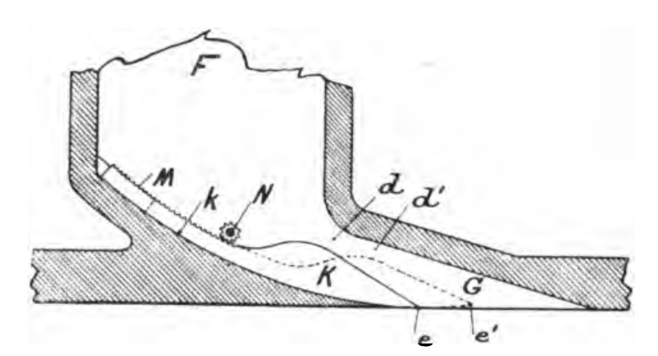


Fig. 301.

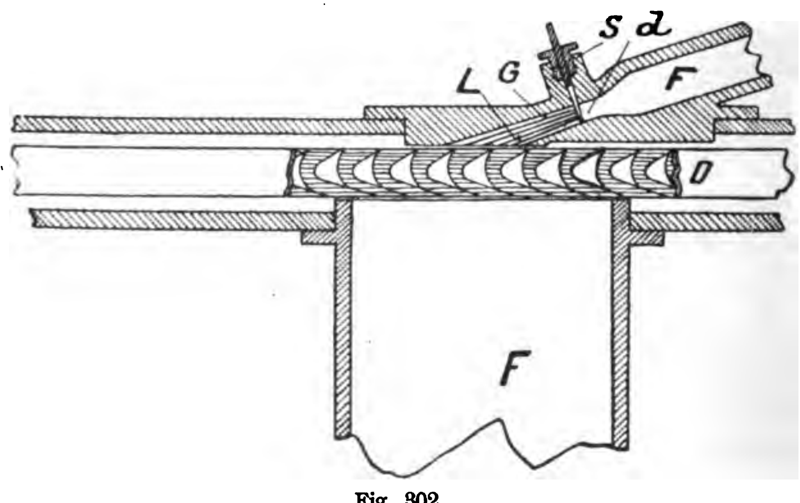


Fig. 302.

In der durch die ausgezogene Linie angedeuteten Stellung hat die Düse ihre weiteste Oeffnung; wird die Stange *R* vorwärts geschoben, so verschiebt sie das Knie des Gleitstückes *K* von *g* nach *g'*. Die Einschnürung rückt dementsprechend von *d* nach *d'* und die Zunge des Stückes *K* von *e* nach *e'*, wobei das Verhältnis der Eintritts- zur Austrittsöffnung der Düse unverändert bleibt.

In Fig. 302 ist eine etwas veränderte Ausführungsform der verstellbaren Düse dargestellt. Das Gleitstück *K* ist hier mit einer Zahnstange *M* versehen, in welche ein Zahnrad *N* eingreift, dessen Welle durch eine Stopfbüchse in das Düsengehäuse eingeführt ist.

Durch Drehung des Zahnrades wird das Gleitstück *K* auf der gekrümmten Gleitfläche *k* verschoben, die Einschnürung *d* rückt infolgedessen nach *d'* und die Zunge des Gleitstückes von *e* nach *e'*, wobei ebenfalls das Verhältnis zwischen der Eintritts- und der Austrittsöffnung unverändert bleibt, vorausgesetzt, dass die Gleitfläche *k* richtig gestaltet ist.

Fig. 302 zeigt eine andere Art, dasselbe Ziel zu erreichen. Anstatt eine einzige verstellbare Düsenwand vorzusehen, ist hier eine grössere Zahl von feststehenden Wänden *L* im Innern der Düse angebracht, welche alle so gestellt sind, dass sie nach einer gemeinsamen Schnittlinie hin zusammenlaufen.

An der Einschnürungsstelle *d* ist ein Schieber *S* vorgesehen, welcher in seiner untersten Stellung die ganze Oeffnung *d* verschliessen würde. Je nachdem er höher oder tiefer gestellt wird, lässt er eine grössere oder kleinere Anzahl der durch die Wände *L* gebildeten Einzeldüsen frei; die Wirkung ist also wieder die, dass das Verhältnis der Summe der Eintrittsöffnungen zur Summe der Austrittsöffnungen unverändert bleibt, obwohl der Gesamtquerschnitt der Düse vermindert wird.

4. Dampfturbine von Riedler und Stumpf. 1901/1904.

Das Prinzip der Geschwindigkeitsabstufung, das von Lilienthal oben so klar und erschöpfend behandelt worden ist, haben Riedler und Stumpf bei ihren Einradturbinen mit einfachem Schaufelkranz und Umkehrschaufeln verwirklicht und für den Dampfturbinenbetrieb tatsächlich nutzbar gemacht. Die Umkehrschaufeln, welche infolge ihrer schraubenförmigen Form die Einströmdüsen umgehen, richtige Ein- und Ausströmwinkel sowie gute Führung der Dampfstrahlen bedingen, führen den Dampf nach Fig. 303—305 wie bei der von Lilienthal ersonnenen Konstruktion stets in gleichem Sinne wieder in denselben Schaufelkranz oder gemäss Fig. 306—308 und 309—311 mittels Schleifenumkehrung in ähnlicher Weise wie bei Perrigault und Farcot in einen zweiten Schaufelkranz. Wie Riedler in seinem Vortrage betont, soll bei der ersten Konstruktion die Zahl der nicht beschäftigten Schaufeln und damit der Ventilationswiderstand möglichst vermindert werden.

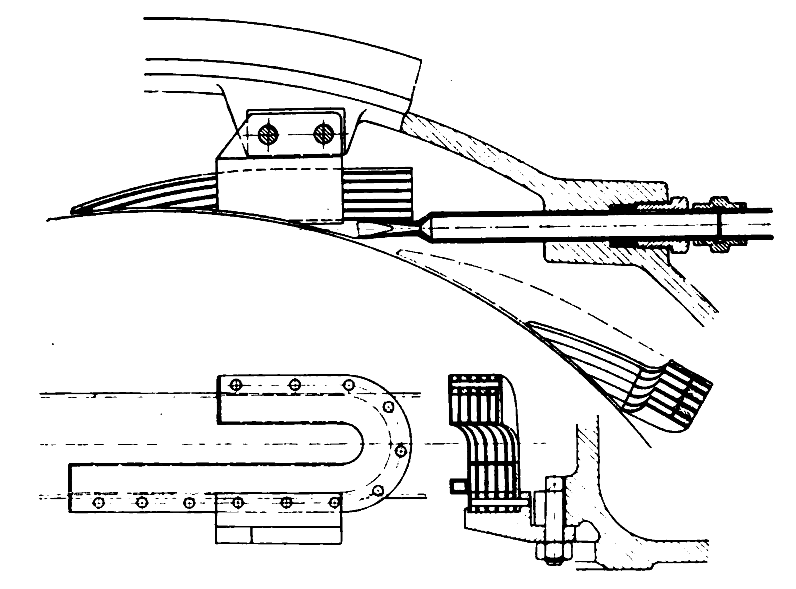


Fig. 303—305.

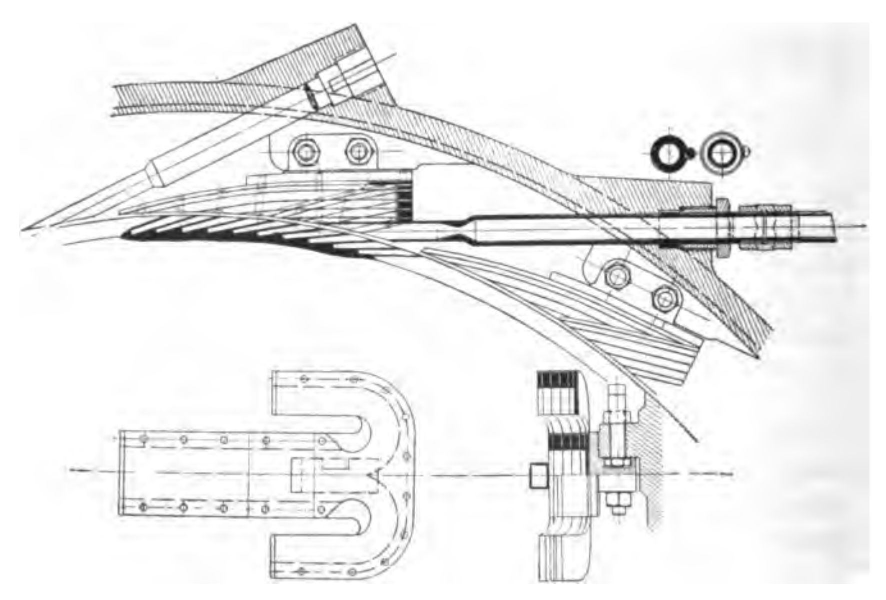


Fig. 306—308.

Ausserdem sind die Riedler-Stumpfturbinen ebenso wie die zu gleicher Zeit gebaute Curtisturbine mit gleichzeitiger Geschwindigkeits- und Druckabstufung ausgeführt worden, wie die

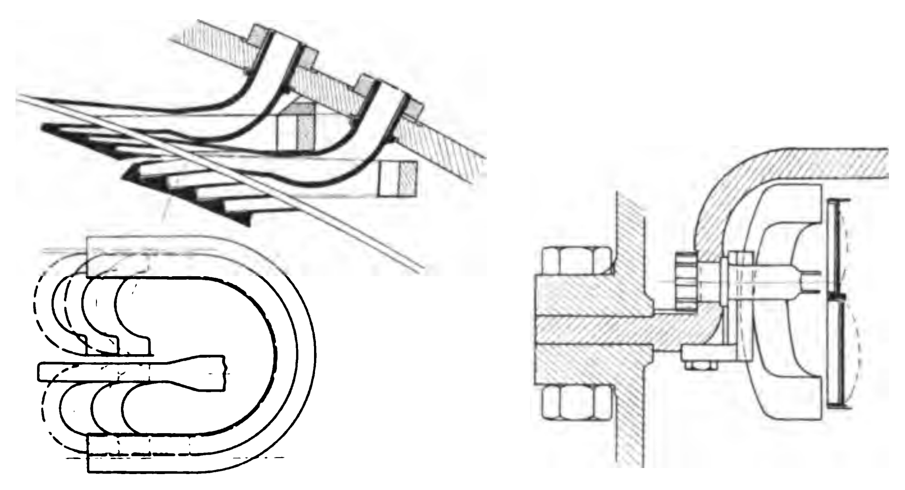


Fig. 309—311.

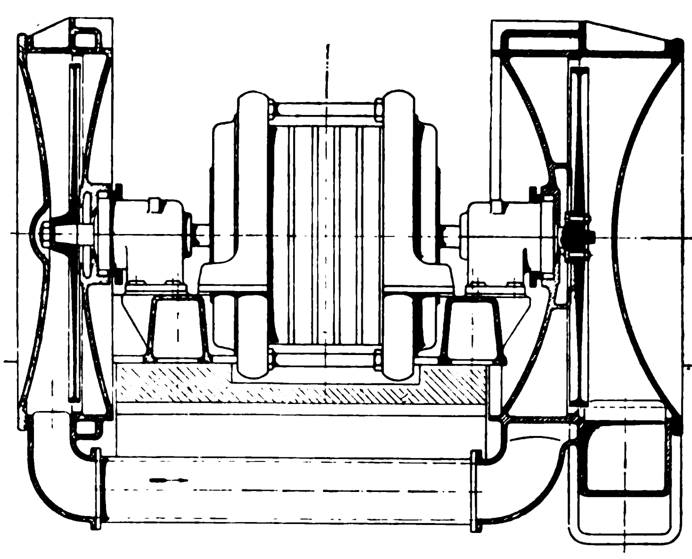


Fig. 312.

in dem „Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft“, Jahrgang 1904 S. 286 im Schnitt dargestellte 2000 pferdige Riedler-Stumpf-Turbine mit zwei Druckstufen zeigt, bei welcher auf der-

selben Welle zwei Turbinen mit je einer Druckstufe und mit je zwei Geschwindigkeitsstufen in jeder Druckstufe angeordnet sind.

„Die Umkehrung des Dampfstrahles in jeder Turbine geschieht", wie Rieder a. a. O. betont, „durch Schleifen-Umkehrapparate, so dass der Dampf in zwei in dieselbe Radscheibe eingefrässten Laufschaufelkränzen zur Verwendung gelangt. Die Konstruktion ist einfach, es sind keine empfindlichen inneren Dichtungen vorhanden, und die Zugänglichkeit jeder Turbine durch die Aussendeckel bleibt in jeder Beziehung vorzüglich."

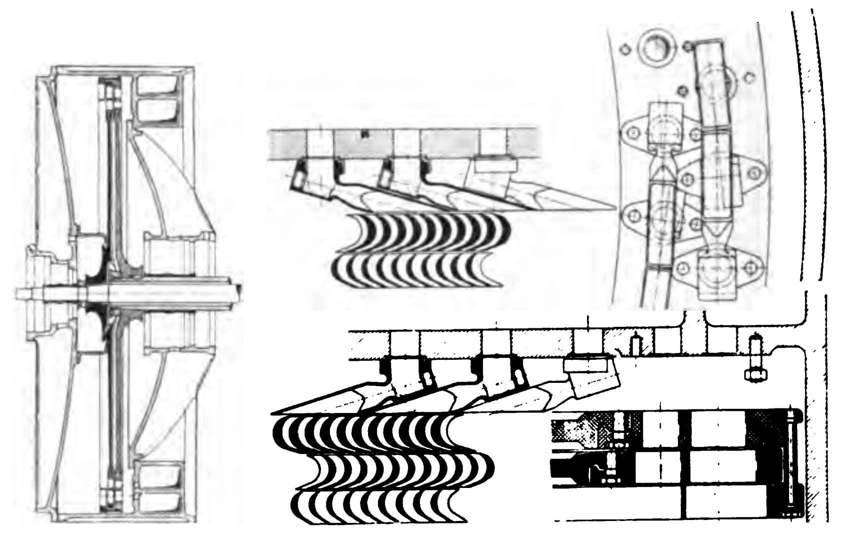


Fig. 313 u. 316.

An letzter Stelle ist noch auf die gegenläufige Riedler-Stumpf-Turbine hinzuweisen, als deren ältestes Vorbild die in Fig. 285—287 S. 178 abgebildete gegenläufige Dampfturbine von Pilbrow gelten kann. Zu diesem Turbinentypus sind auch die oben besprochenen Turbinen von Altham und Seger zu rechnen. Die in den Fig. 313—316 veranschaulichte gegenläufige Riedler-Stumpf-Turbine unterscheidet sich von den älteren ähnlichen Turbinen nur durch die besondere Konstruktion der Düsen und der Schaufelung und durch die besondere Art der Wechsel-Ventilanordnung, durch welch letztere der Turbine die verschiedensten Gangarten, Vorwärts-Fahrt, Rückwärts-Fahrt, verminderte, halbe und volle Fahrt ermöglicht werden. Das Hauptanwendungsgebiet dieser Turbine dürfte wegen der grossen Steuerbarkeit dasjenige für Schiffs- und Eisenbahnbetrieb sein.

Schlussbemerkung.

Die Konstruktionen von Riedler und Stumpf, sowie von Curtis sollen die Vorzüge der Laval- und Parsonsturbinen in sich vereinigen und namentlich als Grossdampfturbinen mit den Parsonsturbinen in Wettbewerb treten. Ein Erfolg in dieser Richtung erscheint für die Riedler-Stumpf-Turbine nicht als ausgeschlossen, sofern eine $2^1/_2$—5 fache Sicherheit bei derartigen raschlaufenden Turbinen für Dauerbetrieb ausreichend und weitgehend genug ist, wie Riedler in der Diskussion gegen die Bedenken Boveri's zu zeigen sucht. Damit jedoch der Fachmann sich ein eigenes Urteil zwischen den Ansichten Riedler's und Boveri's bilden kann, lasse ich des Letzteren Bedenken hier wörtlich folgen; „Wenn man an die Konstruktion einer derartigen Maschine herantritt, sei es Dampfturbine, sei es Wasserturbine, sei es Dynamo, so ist eine der ersten Bedingungen, dass dieselbe derartig durchgeführt ist, dass im Falle des Durchgehens der Maschine unter keinen Umständen eine ausserordentliche Gefahr erzeugt wird. Dieser Bedingung genügt aber die Riedler'sche Turbine selbst bei dem kleinen Durchmesser und der fünffachen Sicherheit höchst unvollkommen — bei einer 2—$2^1/_2$fachen Sicherheit natürlich garnicht. Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt in einem Falle nur etwa $^1/_3$ und im andern Falle immer noch weniger als die Hälfte der Dampfgeschwindigkeit. Im Falle des Durchgehens der Maschine überschreitet dieselbe aber wesentlich die günstigste Geschwindigkeit, sie wird zum mindesten auf $^2/_3$ der Dampfgeschwindigkeit kommen, und wenn Sie berücksichtigen, dass die Grösse der Zentrifugalkraft mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst, so ergiebt sich ohne weiteres, dass das Rad die nötige Sicherheit nicht mehr gewährt, und hier würde es sich in einem solchen Falle um ein sehr schwerwiegendes Ereignis handeln, denn das Zerspringen eines solchen Rades ist gleichbedeutend mit einer Explosion.“

Wenn sich die Ansichten so erfahrener und hochbedeutender Dampfturbinenbauer wie Boveri und Riedler einander entgegenstehen, so kann an dieser Stelle von rein theoretischen Gesichts-

punkten und Erwägungen aus eine Entscheidung über die schwebende Frage nicht gefällt worden, sondern dies muss weiteren Dauerversuchen im praktischen Betriebe und dem Wettbewerb beider Dampfturbinentypen um den Vorrang im Schiffsbau überlassen bleiben. Jedenfalls dürften die Gefahren dieser Art bei den Zwei- bezw. Vierradturbinen von Riedler und Stumpf nicht so gross wie bei den Einradturbinen mit grossen Durchmessern sein. — Qui vivra verra!

II. TEIL.

Bau der Dampfturbinen.

X. KAPITEL.

Laval-Turbine.

Vorbemerkung.

In der geschichtlichen Entwickelung ist der Bau des wichtigsten Maschinenteils der Dampfturbinen, das Turbinenrad, nach allen Richtungen hin für die verschiedenen Typen und Formen bereits eingehend besprochen, wobei in der Regel auch der Zusammenbau und allgemeine Aufbau der Turbinen, insbesondere derjenige der in praktischen Betrieben benutzten Typen, Berücksichtigung gefunden hat.

Für die einzelnen Maschinenteile liegt im übrigen jedoch brauchbares Material nur für die beiden seit mehr denn einem Jahrzehnt in zahlreichen Betriebsmaschinen bewährten Typen der Laval- und Parsonsturbinen vor, während für die neueren Nachahmungen und Abänderungen dieser beiden Grundformen der Dampfturbine durch Dauerversuche gewährleistete Angaben überhaupt nicht vorhanden sind.

Allerdings wäre es recht wünschenswert, wenn über die neueren Turbinentypen, welche namentlich in Deutschland im letzten Jahre auf dem Kampfplan erscheinen und den Wettbewerb mit den beiden altbewährten Turbinen von Laval und Parsons aufzunehmen sich anschicken, nähere Angaben über Konstruktionseinzelheiten, Schmierung, Lagerung, Regulierung u. dergl. gemacht würden. Derartige genaue Angaben hat ausser den Firmen Maschinenbau-Anstalt „Humboldt“, welche in Deutschland die Lavalturbinen baut, und Brown, Boveri & Cie., Aktiengesellschaft, welche die Parsonsturbinen baut, nur nach Professor Riedler in seinem mehrfach erwähnten und benutzten Vortrage über die ver-

schiedenen Formen der Riedler-Stumpf-Turbinen gemacht. Indessen darf bei diesen letzten Angaben nicht unerwähnt bleiben, dass die Betriebsversuche sich nur auf einen Teil der geplanten Konstruktionen erstrecken und nur einen immerhin noch kurzen Zeitraum umfassen, der dem jahrelangen Betriebe der Laval- und Parsonsturbinen nicht gleichwertig sein kann.

Es liegt daher in der Natur der Sache selbst begründet, dass in diesem Teil, in welchem der Bau und die Einzelteile aller ausgeführten Turbinensysteme ausführlich behandelt werden sollte, hauptsächlich nur die Laval- und Parsonsturbinen ausreichend berücksichtigt werden können, während ich mich für die übrigen modernen Turbinen nur auf kurze, zum Teil nicht einmal ganz sichere Hinweise beschränken muss, da ja die Firmen, welche mit ihren Konstruktionen eben erst das Versuchsstadium überwunden haben oder wohl gar noch mitten darin stecken, aus erklärlichen Gründen verbürgte Mitteilungen über dieselben nicht in Umlauf setzen.

Vielleicht bietet sich später bei einer zweiten Ausgabe die Gelegenheit, diese Lücke durch unanfechtbare Angaben der bauenden Firmen auszufüllen und so dem Erfinder und Konstrukteur die erforderliche Handhabe und Grundlage für ein gedeihliches Vorschreiten auf dem Gebiete des Dampfturbinenbaues zu liefern.

Dampfturbine System de Laval.

Den Angaben der Maschinenbau-Anstalt Humboldt über Bau- und Konstruktionseinzelheiten der Laval-Turbine entnehme ich folgendes.

Die Arbeitsweise der Turbine unterscheidet sich von jener der Dampfturbine dadurch, dass erstere lediglich die Strömungsenergie des Dampfes ausnutzt.

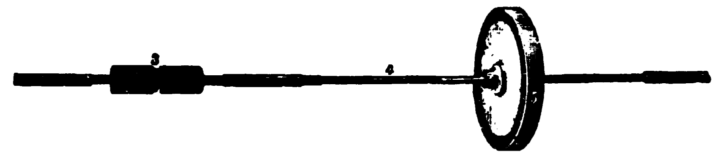


Fig. 317.

Der Dampf tritt durch ein vom Regulator beeinflusstes Regulierventil in einen ringförmigen Raum des Turbinengehäuses und strömt von hier aus durch symmetrisch um die Radachse

angeordnete Düsen gegen das Schaufelrad. Die Düsen sind gegen das Schaufelrad zu konisch erweitert; es findet infolgedessen bereits in den Düsen eine Expansion des Dampfes bis zur Austrittsspannung statt, wobei die gesamte im Dampfe enthaltene Energie in Geschwindigkeit umgesetzt und auf das Schaufelrad übertragen wird. Der eigentliche Turbinenapparat besteht demnach nur aus dem Laufrade mit Achse und den Dampfverteilungsdüsen,

Das Laufrad ist aus zähestem homogenem Stahl sehr kräftig gebaut und, wie Fig. 317 zeigt, auf einer elastischen Welle be-

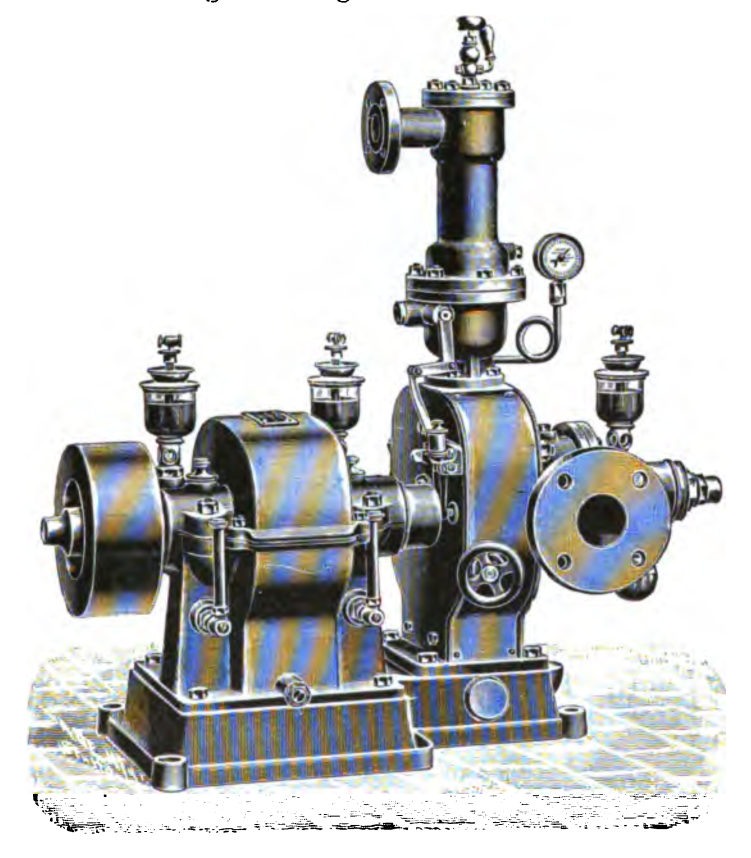


Fig. 318. Fünfpferdige Dampfturbine für Riemenbetrieb.

festigt, die in langen, reichlich bemessenen Lagern ruht. Das Turbinengehäuse ist aus Stahlguss gefertigt und durch sorgfältige Isolierung aus naturblauem Stahlblech gegen Wärmeverluste geschützt. Als Material für die Düsen wird beste Spezialbronze und bei Anwendung von überhitztem Dampf Nickelstahl verwendet.

Die hohe Umlaufzahl des Turbinenrades macht eine Uebersetzung ins Langsame erforderlich. Diese Zwischenübersetzung erfolgt, wie aus den Schnitten in Fig. 320 u. 322 angedeutet ist,

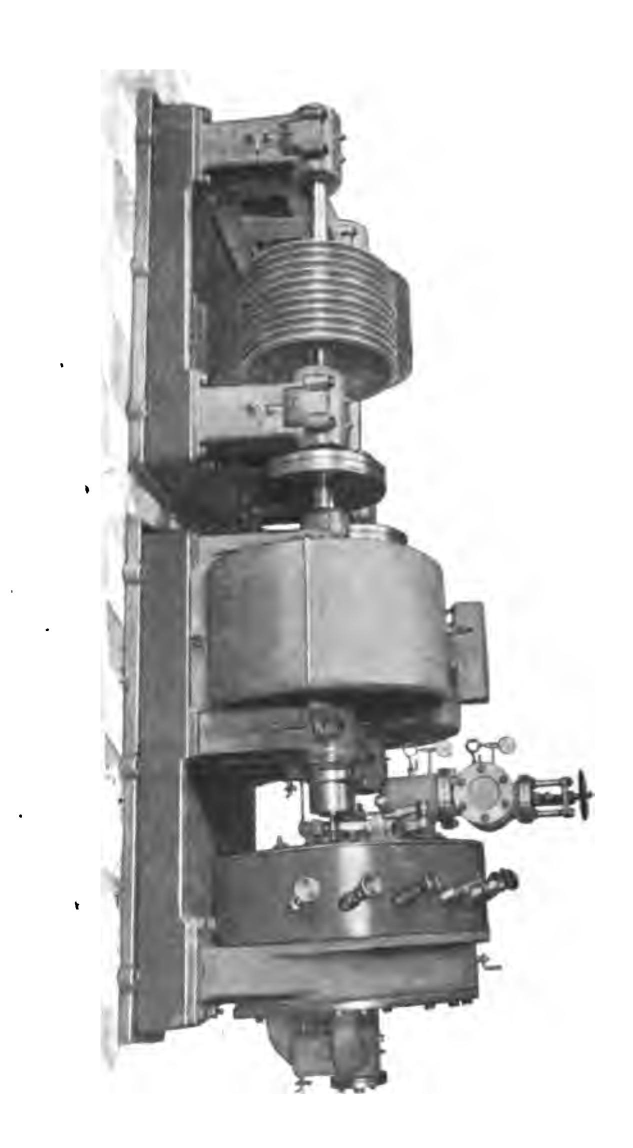




Fig. 319. 300pferdige Dampfturbine mit zwei Seilscheiben.

durch Schraubenräder aus Stahl, die dem geringen Zahndrucke entsprechend sehr kleine Teilung besitzen. Die Schraubenräder werden auf Spezialmaschinen derart genau und präzise hergestellt, dass ein ruhiger Gang derselben erzielt wird.

Die kleineren Motoren haben eine, die grösseren zwei, seitlich von der Turbinenachse angeordnete, langsamer laufende

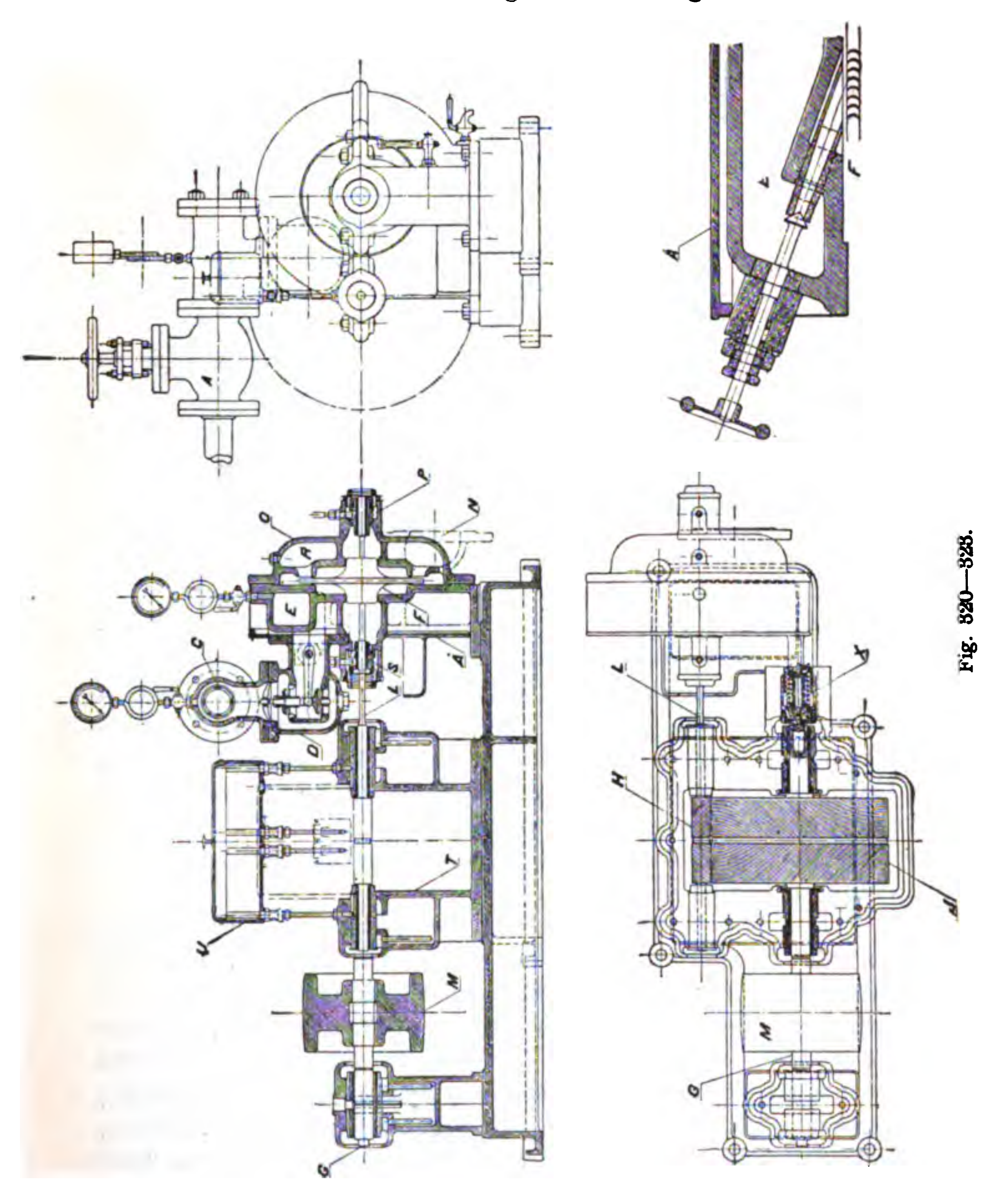


Fig. 320—323.

Vorgelegewellen, auf welchen die Antriebsriemenscheiben (s. Fig. 318 u. 319) bezw. Kupplungen sitzen, mittelst welcher die Bewegung übertragen wird. Dies ermöglicht bei den grösseren Maschinen,

von 50 PS. aufwärts, Dynamomaschinen mit zwei Ankern zu bauen, deren Leitungen entweder parallel oder hintereinander geschaltet werden können.

Die Lager der Lauf- und Zahnradachsen sind als Ringschmierlager ausgeführt, mit langen Laufbüchsen aus Rotguss und mit Weissmetall ausgegossen.

Der Schmierung ist besondere Sorgfalt gewidmet. Ein Heisslaufen der Lager ist in Anbetracht der kaum nennenswerten Lagerdrücke bei sachgemässer Wartung ausgeschlossen, dabei sind alle bewegten Teile so reichlich dimensioniert, dass ein merkbarer Verschleiss nicht eintreten kann.

Da die Turbine der Hauptsache nach aus Schaufelrad und Welle, welch ersteres in einem Gehäuse gelagert und durch Zutritt expandierten Dampfes in Drehung versetzt wird, besteht, so entfallen der bei Kolbenmaschinen unentbehrliche Kurbelmechanismus mit seinen hin- und hergehenden Massen, die mehr oder minder komplizierte Steuerung sowie sämtliche Stopfbüchsen.

Jedoch auch anderen Turbinen-Systemen gegenüber kommt die Einfachheit der de Laval-Turbine zur Geltung; als Beispiel hierfür diene der Umstand, dass eine 300 P. S. Laval-Turbine nicht mehr als 350 Radschaufeln gegenüber ca. 30 000 der vielgliedrigen Parsons-Turbine besitzt.

Der Raumbedarf der Turbinen ist ein ausserordentlich geringer. Sie sind zweifellos die compendiösesten aller Dampfmaschinen, besitzen die geringsten Gewichte und können mit Leichtigkeit in Nischen, kleinen Nebenräumen, sogar auf Consolen und Gerüsten untergebracht werden.

Aus der Einfachheit der Konstruktion ergiebt sich grosse Betriebssicherheit und -dauer.

Den Beweis hierfür liefern die zahlreichen Ausführungen der de Laval-Turbinen, von denen zur Zeit ca. 3500 im Betriebe stehen; eine grosse Anzahl derselben arbeiten seit Jahren in ununterbrochenem Tag- und Nachtbetriebe. Gerade die Betriebssicherheit dieser Turbinen ist es auch, welche die Eisenbahnbehörde bewogen hat, dies System zur Zugbeleuchtung heranzuziehen. Es befinden sich gegenwärtig bereits 22 Stück, welche auf dem Rücken von Schnellzugs-Lokomotiven montiert sind, im Betriebe.

Die Wartung, welche die Dampfturbine beansprucht, ist sehr gering. Dieselbe beschränkt sich auf das Nachfüllen der Schmierapparate in Intervallen von einigen Stunden, auf all-

wöchentliches Ablassen des gebrauchten Oeles aus den Ringschmierlagern und Nachfüllen von frischem Oel. Ein besonderer Maschinist kann entbehrt werden, da diese geringen Funktionen von jedem beliebigen Arbeiter vorgenommen werden können.

Das Anlassen der Turbine erfolgt durch einfaches Oeffnen des Dampfabsperrventiles, nachdem vorher das Condenswasser abgelassen wurde. Selbst jede Putzarbeit ist entbehrlich, da ausser den Schmiergefässen und Düsenventilen keine blanken Teile vorkommen.

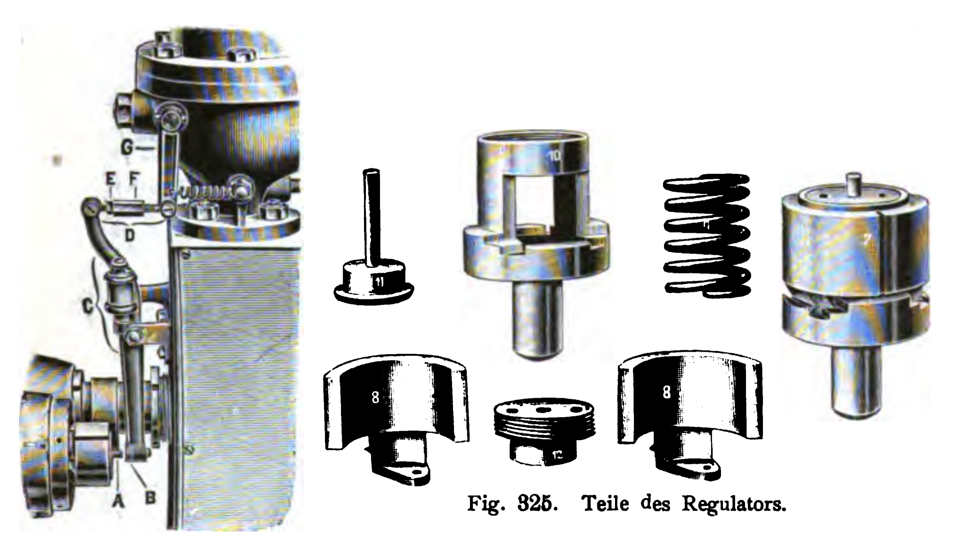


Fig. 324. Reguliermechanismus.

Fig. 325. Teile des Regulators.

Da die Turbine nur rotierende Organe besitzt, so überträgt sie keinerlei Erschütterungen auf das Fundament und arbeitet, abgesehen vom Vorgelege, vollkommen geräuschlos.

Die Regelung nach Massgabe der Belastung kann auf zweierlei Weise geschehen, teils von Hand, teils selbsttätig durch Einwirkung eines empfindlichen Achsenregulators auf ein Drossel-Regulierventil. Von Hand können eine oder mehrere der beaufschlagten Düsen (s. Fig. 323) mittels Spindel abgesperrt werden und zwar mit ziemlicher Annäherung derart, dass der Gesamtquerschnitt für den eintretenden Dampf je nach der Belastungsverminderung auf das erforderliche Mass reduziert und der Dampf ohne erhebliche Drosselung in die Maschine eingeführt wird, was für den Dampfverbrauch günstig ist.

Zur selbsttätigen Regulierung der Turbine dient dann noch der in Fig. 325 abgebildete empfindliche und höchst einfach konstruierte Regulator, welcher der Turbine eine Gleichmässigkeit der Geschwindigkeit selbst bei sprunghaft wechselnder Belastung sichert, wie sie bei den besten Kolbendampfmaschinen nicht erreichbar ist. Die Tourenzahl variiert bei plötzlicher Aenderung von Vollbelastung auf Leergang und umgekehrt höchstens um 4%.

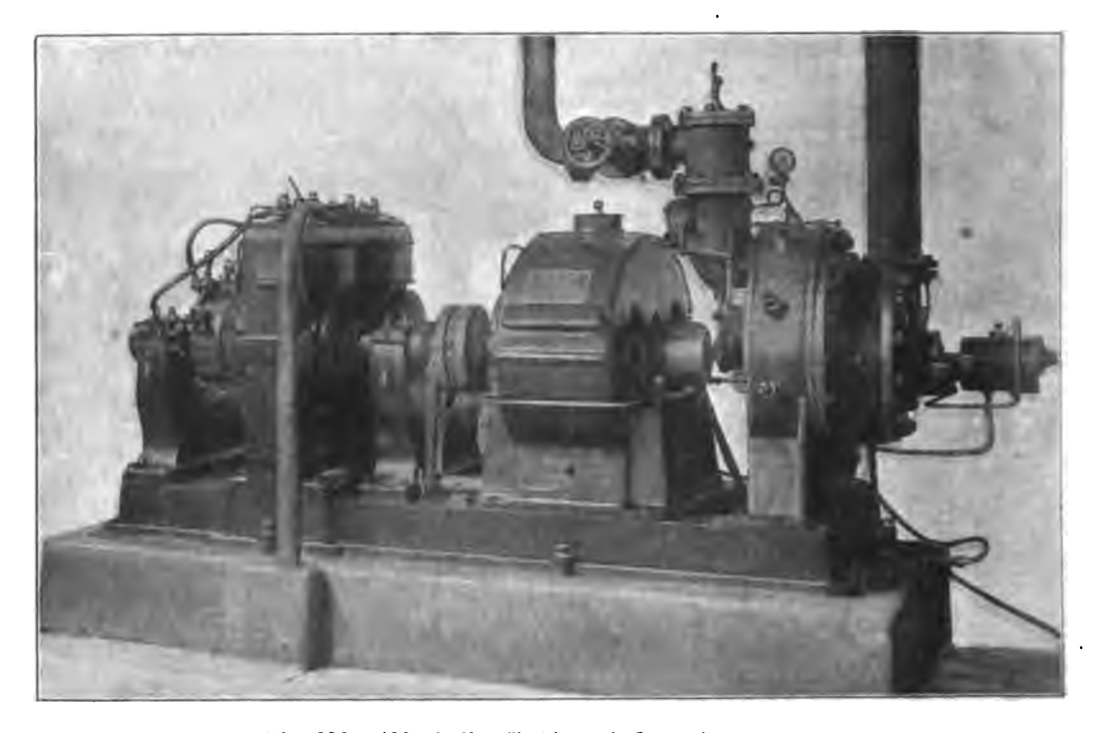


Fig. 326. 100-pferdige Turbine mit 2ankeriger Dynamo.

Der Dampfverbrauch stellt sich bei Kondensationsbetrieb im allgemeinen günstiger als derjenige guter Kolbendampfmaschinen gleicher Stärke, die unter denselben Betriebsverhältnissen arbeiten. Bei teilweiser Belastung wird dieses Verhältnis noch günstiger für die Dampfturbine, da die Leerlaufarbeit derselben unverhältnismässig geringer als jene einer Kolbenmaschine ist. Dabei bleibt der Dampfverbrauch der Turbine konstant und ändert sich nach jahrelangem Betriebe nicht in gleich ungünstigem Sinne wie derjenige einer Kolbenmaschine, da die Treibscheibe mit reichlichem Spiel im Gehäuse läuft und eine Abnutzung aus diesem Grunde unmöglich ist. Da ausserdem keine der Abnutzung

unterworfenen Dichtungsflächen, Stopfbüchsen etc. vorhanden sind, so bleiben Kraftleistung und Dampfverbrauch konstant und unabhängig von der Betriebsdauer.

Die Laval-Turbine eignet sich sehr gut für Betrieb mit überhitztem Dampf. Die Verringerung des Dampfverbrauchs beträgt dabei für je 50 Grad Ueberhitzung 5 bis 6 % der von der Firma garantierten Verbrauchswerte. Die Benützung von Ueberhitzung ist, abgesehen vom besseren Wirkungsgrade, darum so vorteilhaft, weil die Dampfturbine alle Uebelstände vermeidet, die sich bei Kolbendampfmaschinen bei überhitztem Dampf ergeben.

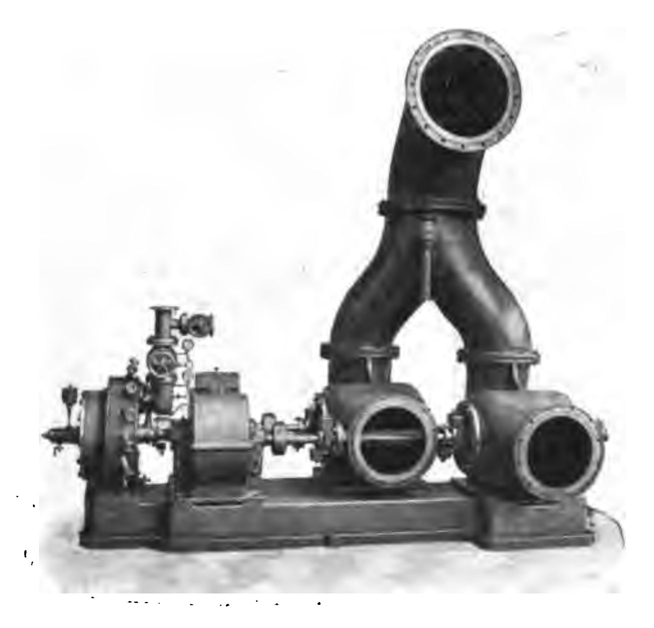


Fig. 327. 100pferdige Dampfturbinenpumpe; 47 000 Minutenliter; 7 m Förderhöhe.

Eine Ueberhitzungstemperatur des Dampfes ist bis 500° C. zulässig, während man bei Kolbendampfmaschinen über 350° nicht hinausgehen kann.

Die Dampfturbine gestattet vielseitige Verwendung als Kraftmotor zur Erzeugung mechanischer Energie, welche mittels Riemen oder Seilen übertragen wird und zum Antrieb von Hilfsmaschinen, Transmissionen etc. dient. Sie eignet sich infolge ihrer hohen Tourenzahl, ihres gleichmässigen Ganges, ihrer schnellen Regulierbarkeit zur direkten Kuppelung mit Dynamomaschinen, Zentrifugalpumpen und Ventilatoren (s. Fig. 327 und

328). Sie kann allen Betriebsverhältnissen angepasst, mit Dampf von 2 bis 15 Atm., als Auspuff- und Kondensationsmaschine, mit gesättigtem und mit hoch überhitztem Dampfe betrieben werden. Die Turbine eignet sich für langsamsten und schnellsten Betrieb, als Hauptmaschine oder Hilfsmotor. Ihr Raumbedarf ist sehr klein, ihre Regulierung eine selbsttätige, ihre Instandhaltungs- und Wartungskosten sind unbedeutend, ihre Betriebssicherheit, ihre Dauerhaftigkeit und ihre konstante ökonomische Leistung gross und ihre Anschaffungskosten sind gering.

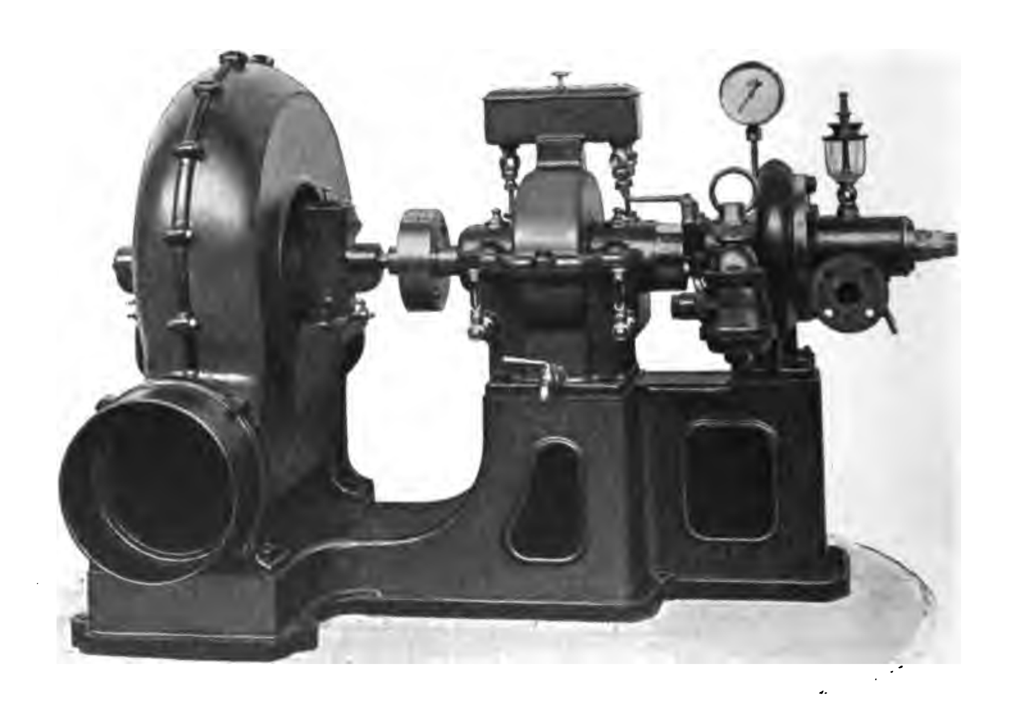


Fig. 328. 3 pferdiger Dampfturbinen-Ventilator.

Mit Rücksicht hierauf muss man, wenn man von der Notwendigkeit der Zwischenübersetzung und der durch diese bedingten Uebelstände und der Einseitigkeit ihres Ganges absieht, zugestehen, dass diese rotierende Dampfmaschine alle bisherigen Systeme von Kolbenmaschinen — die modernsten nicht ausgenommen — in jeder Hinsicht übertrifft.

Die Einzelteile der Lavalturbine sind in Fig. 329 abgebildet, worin

A Federwelle (Turbinenwelle),
B Schaufelrad,
C Ritzel,
D Endlager,
E und *G* Sicherheitsbüchsen,
F Mittellager (zweiteilig),
H Kugellager,
I Dampfdüse,
K Düsenverschluss,
L Spindel mit Handrad,
M Zahnrad,
N Vorgelegewelle,
O Zahnradlager (zweiteilig),
P Schmierring,
Q Achsenregulator,
R Riemenscheibe,
S Riemenscheibenmutter und
T Abdichtungslager ist.

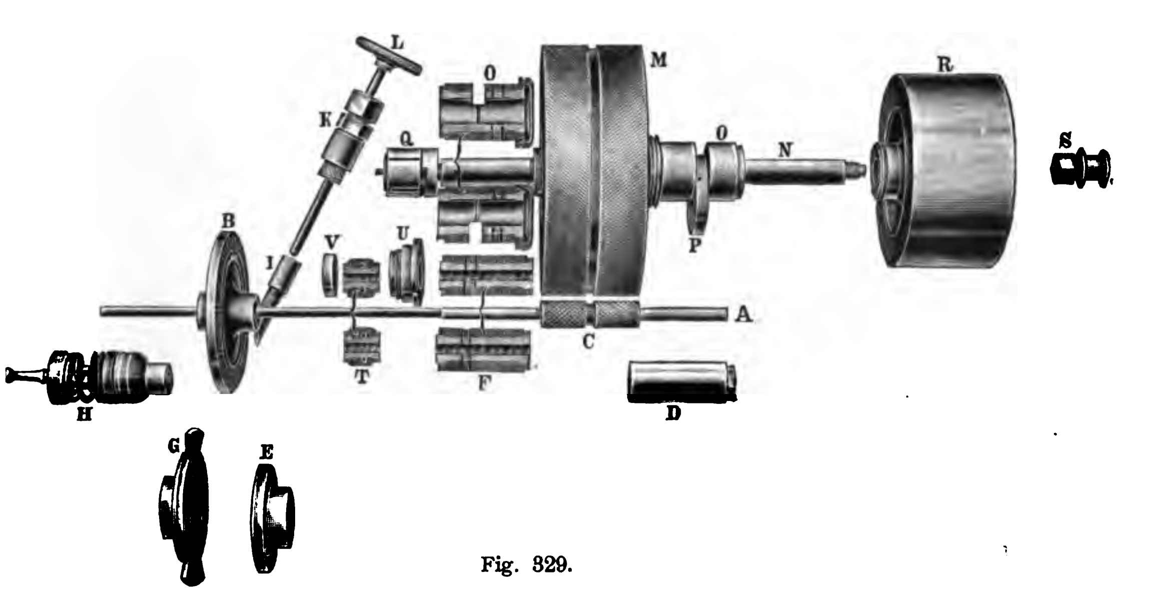


Fig. 329.

Fig. 330 zeigt den Querschnitt durch die zu einem Körper gleicher Festigkeit ausgebildete Turbinenscheibe von 500 mm Durchmesser. Es ist 1 die Turbinenscheibe, 2 sind die Turbinenschaufeln (200 Stück), 3 zwölf Stiftschrauben und 4 zwölf Muttern zur Befestigung der beiden Teile der zweiteiligen federnden Welle. Die Leistung der Turbine beträgt 100 PS.

Fig. 331 und 332 veranschaulichen die Federwellenabdichtung. Es ist 1 der Dichtungskörper, während 2 und 3 Dichtungsringe sind.

In Fig. 333 ist das Kugellager der Turbinenwelle der 100 PS.-Lavalturbine im Schnitt dargestellt. Es ist 1 Kugellager-

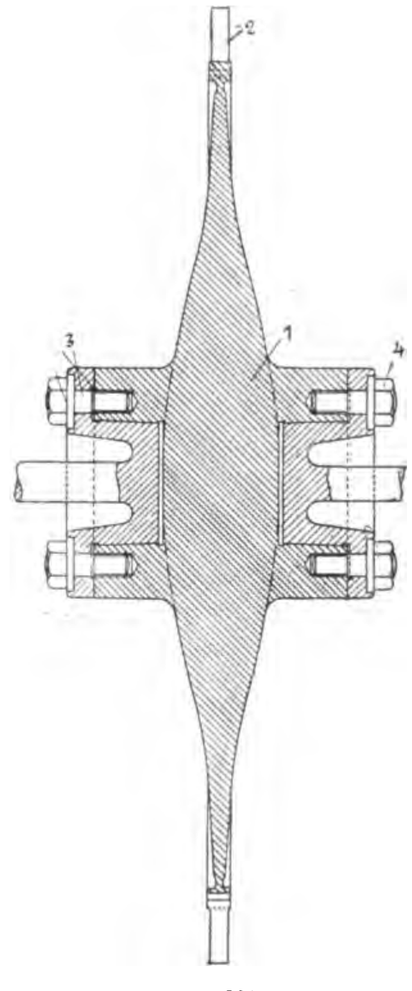


Fig. 330.

gehäuse, 2 Kugellager, 3 Mutter, 4 Verschlusskappe, 5 Justiermutter, 6 Schmierstopfen, 7 Oelablassstopfen, 8 Kugellagerhalter und 9 Feder.

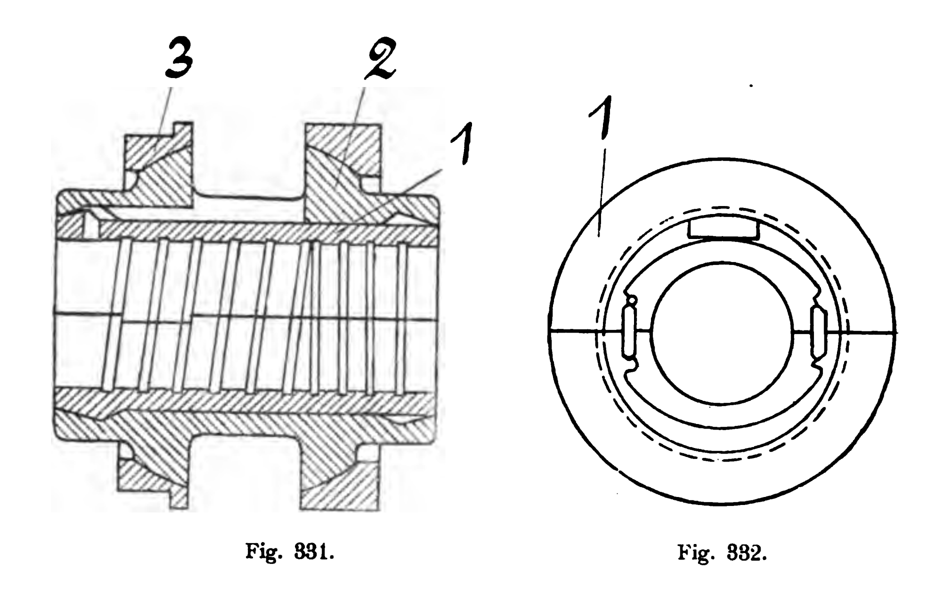


Fig. 331. Fig. 332.

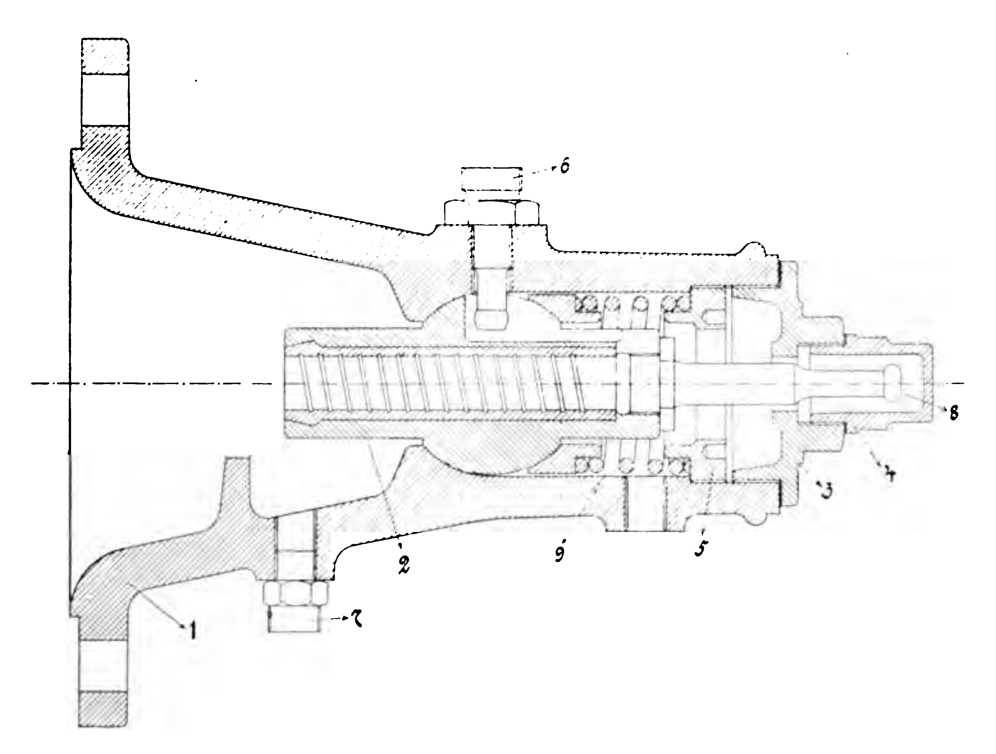


Fig. 333.

Fig. 334 und 335 stellen Schnitte durch den Regulator der 100 PS.-Dampfturbine dar.

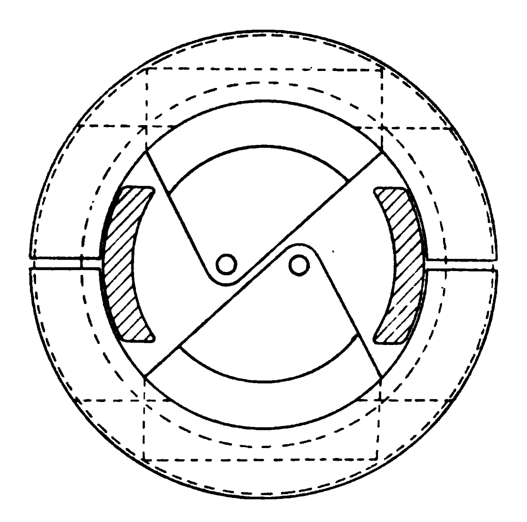


Fig. 334.

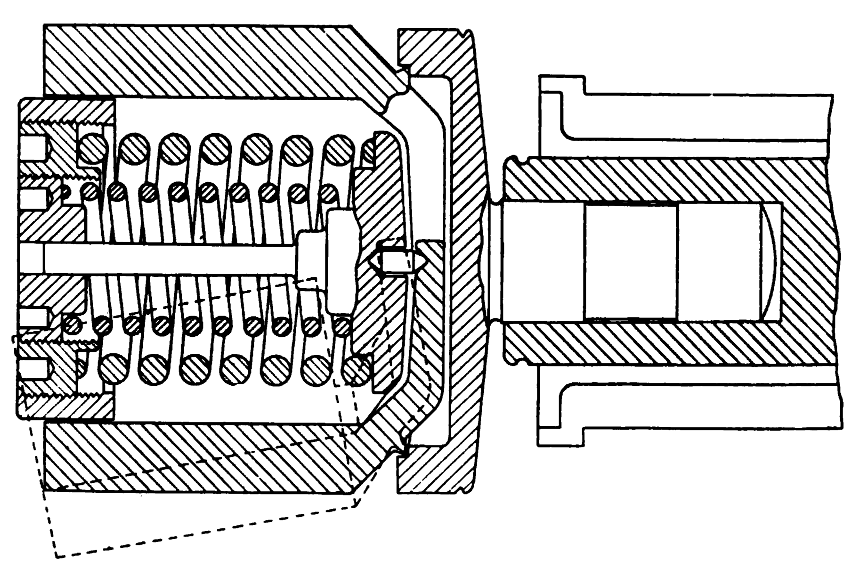


Fig. 335.

Bei den früheren Dampfturbinen Lavals wurde die Federwelle aus einem Stück hergestellt und die in der Mitte durchbohrte Turbinenscheibe darauf verkeilt; bei den neuesten Turbinen wird die Federwelle zweiteilig hergestellt und mit den Stossenden

in konische Ausbohrungen in der Mitte der Turbinenscheibe eingesetzt und mittels Schraubenbolzen darin verschraubt.

Die Herstellung der Zahnräder, Turbinenschaufeln u. s. w. erfolgt durch besondere Fräsmaschinen, bei denen die Fräser zur Erzielung grösster Genauigkeit nach Art des Storchschnabelprinzips von grösseren Führungen beherrscht werden.

Alle diese Maschinen arbeiten selbsttätig und mit grösster Genauigkeit, wie ich mich bei der Besichtigung der Dampfturbinenabteilung der Maschinenbau-Anstalt Humboldt überzeugen konnte.

Bei dieser Gelegenheit zeigte sich, dass die Schaufeln der Lavalturbine nach dem oben beschriebenen Verfahren von Schmidt (S. 81, Fig. 102—105) hergestellt und in den Turbinenkörper eingesetzt werden, so dass ein näheres Eingehen hierauf nicht mehr erforderlich ist. Auch wurde mir mitgeteilt, dass nicht technische Schwierigkeiten die Ausführung von Lavalturbinen mit grösseren Durchmessern bisher verhindert hätten, sondern dass vor allen Dingen die mit der Grösse der Turbinenscheibe stetig wachsende Leerlaufarbeit das Hauptbedenken gewesen sei. Da alle Vorrichtungen zur Herstellung von Turbinenscheiben grösseren Durchmessers, zum Ausbalanzieren solcher Scheiben, Polieren derselben u. s. w. vorhanden sind, so darf man dieser Erklärung wohl ohne weiteres Glauben schenken.

Im Gespräch wurde auch die Behauptung in dem Riedler'schen Vortrage berührt, dass die Kosten des Vorgeleges höher als diejenigen der Turbine allein seien. Dagegen wurde nach genauer Information die Erklärung abgegeben, dass diese Behauptung durchaus nicht zuträfe, dass vielmehr die Kosten des Vorgeleges, je nachdem man ein oder zwei Vorgelege benutzt, nur $^1/_3$ bis $^1/_2$ der Turbine allein betragen.

XI. KAPITEL.

Dampfturbinen „System Brown, Broveri-Parsons".

Da der Gesamtbau der Parsons-Turbine oben schon ausführlich beschrieben ist, so sollen hier nur noch Einzelheiten nach den von der bauenden Firma gemachten Angaben behandelt werden.

Abdichtung. — Da sich vor und hinter jedem der Kolben k_1, k_2 und k_3 (s. Fig. 200) Dampf von verschiedenem

Druck befindet, entsprechend dem Druck in den verschiedenen Expansionsstufen, so müssen diese Kolben gegen den gusseisernen Zylinder abgedichtet sein. Zu diesem Zweck sind sowohl die Kolben wie die Zylinder mit regelmässig angeordneten ringförmigen Erhöhungen und Vertiefungen versehen, die gegenseitig ineinandergreifen, jedoch so, dass die Kolben frei und ohne Reibung rotieren können. Diese eigentümliche Anordnung, Labyrintdichtung genannt, bewirkt eine vollständige Abdichtung durch den Dampf selbst in der Weise, dass die den rotierenden Teil umgebenden Dampfmoleküle infolge der Dampfreibung und der Drosselung in den Rillen, verbunden mit der Zentrifugalkraft, gewissermassen zur Bildung eines Dampfschleiers zwischen rotierendem und feststehendem Teil veranlasst werden. Dieser Dampfschleier setzt dem Durchströmen des Dampfes einen grosssen Widerstand entgegen und bewirkt dadurch die gewünschte Abdichtung unter Vermeidung jeglicher Reibung metallischer Teile aneinander.

Der Wegfall jeder Reibung macht die sonst zwischen feststehenden und beweglichen Teilen unvermeidliche Schmierung entbehrlich und bietet den Vorteil, dass ferner eine Abnützung dieser Teile nicht eintreten kann.

Eine Abdichtung ist ferner an den in Fig. 200 mit *D* bezeichneten Stellen erforderlich, an welchen die Welle aus dem Zylinder heraustritt. Auch hier ist die Abdichtung nach demselben Prinzip der Labyrintdichtung ausgeführt. Es ist jedoch noch folgendes zu beachten: Bei Auspuffturbinen enthält der Zylinder an den Stellen *D* den bereits expandierten Dampf, dessen Druck ungefähr demjenigen der atmosphärischen Luft gleichkommt, so dass eine Abdichtung bei *D* in nur geringem Masse erforderlich ist; bei Kondensationsturbinen dagegen herrscht im Zylinder an den Stellen *D* das Vakuum des Kondensators. Da nun der Druck der ausserhalb des Zylinders befindlichen atmosphärischen Luft grösser ist, so würden kleine Luftmengen in das Innere des Zylinders eintreten und somit das an den Stellen *D* herrschende Vakuum empfindlich stören, wenn nicht den Dichtungsstellen geringe Dampfmengen zugeführt würden, welche die Abdichtung bewirken und den Eintritt der Luft verhüten. Der etwaige dadurch ermöglichte Eintritt geringer Dampfmengen in den Zylinder stört dagegen das Vakuum nicht, da diese zusammen mit dem Abdampf der Turbine sofort kondensiert werden.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass die Zuführung von äusserst geringen Dampfmengen ausreicht, um den Eintritt von Luft zu verhüten.

Der hier zur Abdichtung verwendete Dampf ist nicht Frischdampf, sondern Abdampf, der einem Dampfeinlassapparat entnommen wird.

Bei der beschriebenen Abdichtung sind Reibungsstellen innerhalb der Dampfräume und die damit verbundenen unvermeidlichen Uebelstände vermieden; ferner sind Dichtungs- und Packungsmaterialien, welche unter den Betriebskosten einer Dampfmaschine eine grosse Rolle spielen, nicht erforderlich; ausserdem ist der Betrieb der Turbine unabhängig von der Bedienung, Wartung und Schmierung der Abdichtungsstellen und der reibenden Maschinenteile.

Lagerung. — Ganz ausserhalb des gusseisernen Zylinders in L_1 und L_2 ist die Turbinenwelle gelagert.

Die Konstruktion der Lager besteht aus einer Anzahl übereinander geschobener Lagerbüchsen. Ebenso wie zwischen innerste Lagerbüchse und Welle wird auch zwischen die einzelnen Büchsen Schmieröl unter Druck eingeführt. Die zwischen den einzelnen Büchsen vorhandenen Oelschichten bilden gewissermassen elastische Kissen, geben den Büchsen etwas Beweglichkeit und ermöglichen so eine gewisse Zentrierung der Welle nach der Gravitationsachse der rotierenden Walze.

Schmierung. — Das zur Schmierung der Lager erforderliche Oel wird durch eine Oelpumpe einem Oelbehälter entnommen und mit einem Druck von ca. $1^1/_2$ Atmosphären den Lagern zugeführt, wo es zwischen Achse und Lagerbüchse und zwischen die einzelnen Lagerbüchsen gepresst wird. Von dort aus wird das Oel dem Behälter wieder zugeführt und aus diesem wieder von der Pumpe aufgesaugt. Der Druck des mit ca. $1^1/_2$ Atmosphären zwischen Welle und innerste Lagerschale gepressten Oeles kommt ungefähr dem spezifischen Druck der Welle auf die Lagerschale gleich, so dass die Welle eigentlich nur durch das Oel getragen wird. Die Abnützung der Lagerschalen wird hierdurch erheblich vermindert.

Die Oelpumpe wird von der Turbinenwelle aus durch ein Schneckengetriebe angetrieben, welches gleichzeitig den Dampfeinlass- und Regulierapparat betätigt.

Irgend welche andere Reibungsstellen als die Lager sind nicht vorhanden, weder ausserhalb der vom Dampf durchströmten

Räume noch innerhalb der Dampfräume. Durch das Fehlen jeglicher Reibungsstellen innerhalb der Dampfräume wird durch Oel nicht verunreinigter Dampf erhalten und ein Verseifen des Schmieröls vermieden, und die Möglichkeit gegeben, das Kondensat der Dampfturbine sofort, ohne irgend welche Behandlung, also warm, zur Speisung der Kessel zu verwenden.

Aber auch wenn der Abdampf zu irgend welchen technischen Zwecken verwendet werden soll, ist die bei der Kolben-Dampfmaschine unvermeidliche starke Oelbeimischung zum mindesten sehr lästig und giebt leicht zu Störungen Veranlassung, was jedoch bei der Dampfturbine nicht der Fall ist.

Der Oelverbrauch ist sehr gering, da das zur Lagerschmierung verwendete Oel einen kontinuierlichen Kreislauf ausführt und daher Oelverluste nur durch Verdunstung und durch die nach 2000 bis 3000 Betriebsstunden erforderliche Filtrierung des Oels entstehen können. Tatsächlich zeigen denn auch alle in Betrieb befindlichen Turbinen einen sehr geringen Oelkonsum. Der Oelverbrauch der Parsons-Dampfturbine schwankt erfahrungsgemäss zwischen 0,6 und 0,7 gr pro Pferdekraft und Stunde je nach der Grösse der Dampfturbine.

Dampfeinlass und Regulierung. — Je nach der Belastung der Turbine müssen die in den Dampfzylinder einzulassenden Dampfmengen reguliert werden. Dies geschieht dadurch, dass ein am Dampfeintritt befindliches Ventil in gleichmässiger Aufeinanderfolge fortwährend geöffnet und geschlossen wird, Dies Ventil bleibt für grössere Belastung und grossen Dampfverbrauch bei jeder Auf- und Abbewegung längere Zeit geöffnet und kürzere Zeit geschlossen, dagegen für geringe Belastung und kleinen Dampfverbrauch kürzere Zeit geöffnet und längere Zeit geschlossen.

Der Dampf tritt also nicht kontinuierlich in *A* (Fig. 200) ein, sondern stossweise in einzelnen Admissionen, deren Anzahl je nach Grösse der Turbine ca. 150 bis 250 in der Minute beträgt und deren Dauer entsprechend der jeweiligen Belastung durch die Wirkung des Regulators grösser oder kleiner eingestellt wird. Dieser Vorgang entspricht im Prinzip der Veränderung des Füllungsgrades bei der Kolben-Dampfmaschine.

Die Wirkungsweise der Reguliervorrichtung ist folgende:

Das Oeffnen und Schliessen des Ventils *V* wird durch einen kleinen Kolben *K* bewirkt, welcher sich in einem kleinen Zylinder auf- und abbewegen kann. Bei Stillstand der Turbine, solange

bei E noch kein Dampfdruck herrscht, wird der Kolben durch den Druck einer Feder nach unten gedrückt und das Ventil V geschlossen gehalten. Der Kolben wird gehoben und das Ventil V gleichzeitig geöffnet, sobald unterhalb des Kolbens ein genügend hoher Dampfdruck vorhanden ist. Der Raum unterhalb des Kolbens steht durch einen kleinen Kanal e mit dem Dampfvorraum E der Turbine und durch den Kanal c mit einem kleinen Schieberkasten in Verbindung, in welch' letzterem sich ein zwangläufig angetriebener Kolbenschieber T auf- und abbewegt. So lange der Schieber T den Kanal c schliesst, wird der Kolben K durch den bei e unterhalb K eintretenden Dampf gehoben und das Ventil V geöffnet, in dem Moment jedoch, in welchem der Schieber T den Kanal c öffnet, kann der Dampf unterhalb K entweichen, worauf die Feder den Kolben sofort nach unten bewegt und das Ventil schliesst. Angetrieben wird der Kolbenschieber T zwangläufig von der Turbinenwelle aus vermittels Schneckengetriebes, Excenters und einer Hebelübertragung RR_3, welche jedoch in Fig. 200 nicht vollständig dargestellt ist. Die Anzahl der Schieber bezw. der Ventilhübe beträgt je nach Grösse der Turbine 150 bis 250 pro Minute. Längere oder kürzere Oeffnungsperioden des Ventils V, also grössere oder kleinere Admissionen, entstehen nun in der Weise, dass der Moment, in welchem der Kolbenschieber T den Kanal c öffnet und somit der Federdruck das Ventil V schliesst, etwas später oder etwas früher eintritt. Dies wird dadurch bewirkt, dass der gesamte Weg, welchen der Schieber von einem Schliessungsmoment bis zum nächsten Oeffnungsmoment des Kanals c zu durcheilen hat, und folglich die Zeit, welche er hierzu benötigt, grösser oder kleiner wird. Zu diesem Zweck wird die Hebelübertragung, welche die zwangläufige Bewegung des Schiebers T betätigt, durch den Regulator derartig beeinflusst, dass die mittlere Schwingungslage des in ständiger Auf- und Abbewegung befindlichen Kolbenschiebers T je nach der Beastung tiefer oder höher eingestellt wird. Der Regulator hat dabei eine Arbeit im eigentlichen Sinne nicht zu leisten, sondern nur einen bereits zwangläufig in Bewegung befindlichen Hebel zu beeinflussen.

Die hier beschriebene Art der Regulierung hat Aehnlichkeit mit der bei Kolben-Dampfmaschinen durch den Regulator bewirkten Veränderung des Füllungsgrades; die Regulierung erfolgt also nicht durch reine Drosselung.

Nach Versuchen von Herrn Prof. Dr. H. F. Weber vom eidgen. Polytechnikum, Zürich, und Ingenieur J. A. Strupler vom Verein schweizerischer Dampfkesselbesitzer ist die Regulierung so vollkommen, dass von einer Schwankung der Tourenzahl infolge von Belastungsänderungen kaum geredet werden kann, wie auch durch das in Fig. 336 abgebildete Tourendiagramm, aufgenommen gelegentlich von Abnahmeversuchen durch Herrn Ingenieur Ross, Wien, bestätigt wird.

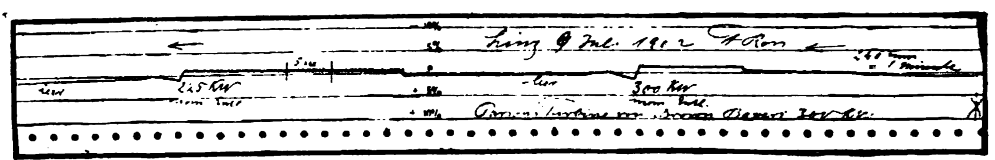


Fig. 336. Tourendiagramm einer 450 PS Dampfturbine im Elektrizitätswerk Linz-Urfahr.

Das Diagramm beweist, dass die Tourenzahlen der Turbine bei Leerlauf und Vollbelastung nur um $2^0/_0$ differieren, dass bei plötzlichen Belastungsänderungen um $100^0/_0$ die Tourenzahl sich um nur + oder — $1^1/_2{}^0/_0$, von der Mittellinie an gerechnet, ändert und dass etwa $3^1/_2$ Sekunden nach Eintritt der plötzlichen Belastungsänderung von $100^0/_0$ die Turbine ihren Beharrungszustand wieder erreicht hat.

Eigenschaften, Verhalten im Betriebe, Kondensation, Ueberhitzung etc. Vergleiche mit der Kolben-Dampfmaschine.

Zum Dampfturbinenantrieb geeignete Betriebe. — Wie oben erwähnt ist, waren die Bestrebungen Parsons von vornherein dahin gerichtet, die ursprünglich hohen Tourenzahlen seiner ersten Versuchsturbinen soweit zu vermindern, dass seine Dampfturbine zum direkten Antrieb raschlaufender Betriebe geeignet wurde. Es gelang ihm zunächst, die Umlaufszahlen soweit herabzumindern, dass die Turbine für schnelllaufende Betriebe, in erster Linie für elektrische Stromerzeuger, bei direkter Kuppelung unter Vermeidung irgend welcher Zwischengetriebe, wie solche bei einigen anderen Turbinensystemen, u. A. der Turbine de Laval, erforderlich sind, dauernd und zwar höchst wirtschaftlich Verwendung fand.

Für den Maschinensatz, bestehend aus Parsonsturbine und elektrischem Stromerzeuger, sind die Benennungen Turbodynamo

und Turboalternator eingeführt. Die Turbodynamo ist ein Maschinensatz, bestehend aus einer Dampfturbine, direkt gekuppelt mit einer Gleichstromdynamomaschine. Der Turboalternator ist ein Maschinensatz, bestehend aus einer Dampfturbine, direkt gekuppelt mit einem Wechselstrom-Generator (Einphasen- oder Mehrphasenwechselstrom) mit angebauter oder separater Erregermaschine.

Ferner ist die Parsonsturbine auch zum direkten Antrieb von Ventilatoren, Gebläsen und Pumpen bereits verschiedentlich mit gutem Erfolge verwendet worden.

Neben dem direkten Antrieb von elektrischen Stromerzeugern ist die Fortbewegung von Schiffen die vornehmste Aufgabe, welche der Parsons-Dampfturbine gestellt ist. Infolge ihres schmalen, langgestreckten Baues passt sie sich der Schiffsform gewissermassen an, und der geringe Raumbedarf, das geringe Gewicht und vor allem das Fehlen jeglicher Erschütterungen machen sie zur Schiffsmaschine ganz besonders geeignet. Als Schiffsmaschine ist die Parsonsturbine so angeordnet, dass die Schiffsschrauben durch die verlängerte Turbinenwelle direkt angetrieben werden. Seit längerer Zeit durchkreuzen bereits Turbinenschiffe den atlantischen Ozean; auf dem Kanal sind mehrere, dem regelmässigen Passagierverkehr dienende Turbinenschiffe mit Erfolg in Betrieb. Ausser der Handelsmarine hat sich jedoch auch die Kriegsmarine verschiedener Länder dieser neuen Maschinengattung bemächtigt. Kürzlich ist auch die Kaiserlich Deutsche Marine dazu übergegangen, die Dampfturbine System Brown-Boveri-Parsons zum Betrieb von Kriegsschiffen heranzuziehen; sie hat bereits eine 5000 PS Turbinenanlage für ein Hochseetorpedoboot und eine 10 000 PS Turbinenanlage für einen Kreuzer Ersatz Merkur in Arbeit gegeben.

Die Dampfturbinen überhaupt, die Parsons-Turbine durchaus nicht ausgeschlossen, haben aber bei der Verwendung als Antriebsmaschinen für Schiffe, sowie für andere schnelle Umsteuerung erheischende Betriebe (Eisenbahnen, Strassenbahnen u. dgl.) den Kolbendampfmaschinen gegenüber einen folgenschweren Nachteil, nämlich die Schwierigkeit einer Umsteuerung. Bei der Parsonsturbine fällt dieser Nächteil besonders ins Gewicht, da deren Bauart die Anordnung einer besonderen Umsteuerungsturbine notwendig macht, wie Fig. 337 und 338 zeigen.

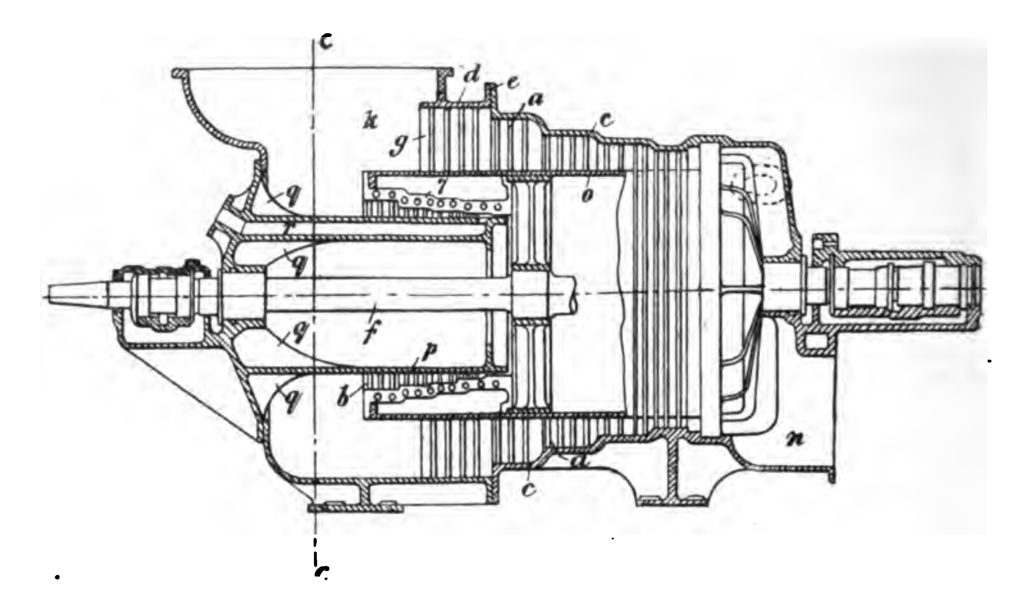


Fig. 337.

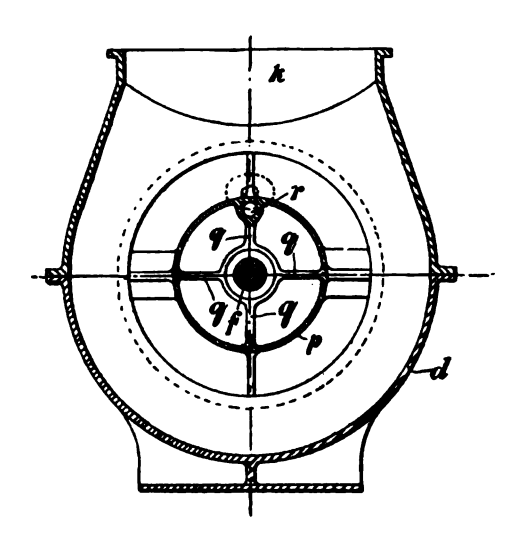


Fig. 338.

Die Haupt- und Umsteuerungsturbine sind in der Weise mit einander vereinigt, dass die letztere mit drehbar angeordnetem Gehäuse und feststehender Trommel teleskopartig in die Hauptturbine eingeschoben ist, um die Maschinenanlage auf möglichst geringem Raum unterbringen zu können.

Die Hauptturbine *a* (Parallelstrahlturbine) ist in den durch Schraubenbolzen bei *e* zusammengehaltenen Gehäusen *c* und *d* eingeschlossen. Die feststehenden Schaufeln sind mit den Gehäusewandungen *c* und *d* und die beweglichen Schaufeln mit der von der Welle *f* getragenen Trommel *o* verbunden. Der Dampf tritt durch den Kanal *n* in die Turbine ein, um nach seinem Durchtritt durch die Turbine bei *g* in den Kanal *k* zu gelangen, welcher zum Kondensator führt.

Die Umkehrturbine *b* ist zwecks Herabminderung der Länge der Anordnung teleskopartig in die Hauptturbine eingesetzt. Die Welle *f* trägt die durch Schrauben mit der Trommel *o* verbundene Trommel *7*, mit welcher die beweglichen Schaufeln der Umsteuerungsturbine verbunden sind. Die feststehenden Schaufeln sind an der Aussenseite des inneren Zylinders *p* angebracht, welcher mit dem Gehäuse *d* fest verbunden ist. Der Dampfzutritt zur Umsteuerungsturbine erfolgt durch ein oder mehrere an der Innenseite des Zylinders *p* befindliche Rohre *r*, welche zugleich zur Verbindung des Zylinders *p* mit dem Gehäuse *d* dienen können. Der Dampf kann auch von dem Zuströmungskanal *n* der Hauptturbine aus durch die Welle *f* zu der Umsteuerungsturbine geleitet werden. Ferner können die beweglichen Schaufeln der Umsteuerungsturbine anstatt an der besonderen Trommel *7* auch an der Innenseite der Trommel *o* befestigt sein, so dass die Trommel *7* dadurch in Wegfall käme.

Abnützung der Kolben-Dampfmaschine und der Parsons-Dampfturbine. — Wie aus der Beschreibung hervorgeht, ist bei der Parsons-Dampfturbine keine Reibung metallischer Teile im Zylinder vorhanden, weder an den Schaufeln, noch an den Kolben, noch an den Austrittsstellen der Welle aus dem Zylinder. Somit kann auch an den im Zylinder sich bewegenden Teilen eine Abnützung nicht eintreten. Als die einzigen Teile, bei welchen von einer Reibung gesprochen werden kann und welche daher am ersten einer Abnützung unterworfen sein könnten, kommen die Lager in Betracht; jedoch konnte infolge des äusserst geringen Auflagedruckes, des Fehlens aller Schubkräfte, der gleichmässigen Auflage und nicht zum wenigsten der

beschriebenen Schmierungsmethode beim Oeffnen der Turbine selbst nach mehrjährigem Betrieb eine merkliche Lagerabnützung nicht festgestellt werden.

Die Kolben-Dampfmaschine dagegen besitzt ausser den Lagern sowohl innerhalb wie ausserhalb der Dampfräume noch zahlreiche andere, starker Abnützung unterworfene Teile. Man betrachte nur Cylinder und Kolben in ihrer beständigen Reibung gegeneinander, Stopfbüchsen, Kreuzkopf und Bajonettführung, Kreuzkopflager, Kurbellager bezw. Hauptlager; bei Schiebermaschinen die Excenter, Führungsbüchsen, Schieber und Schieberspiegel, bei Ventilmaschinen die verschiedenen Lager der Steuerwelle, die Excenter, unrunde Scheiben, Zapfen, Rollen, Klinkwerke, Ventile etc. etc.; man bedenke, dass die Zahl aller dieser Teile, bei Compound- und Dreifachexpansionsmaschinen sich verdoppelt, ja sogar verdreifacht; man berücksichtige die Summe von Arbeit und Kosten, welche Wartung, Instandhaltung, Ersatz aller dieser Teile benötigen; man berücksichtige, dass mit der Abnützung einer Anzahl dieser Teile eine Erhöhung des Dampfverbrauches Hand in Hand geht, und allem dem gegenüber betrachte man die Parsons-Dampfturbine mit ihren zwei Lagern und dem einzigen einfachen Dampfeinlassapparat.

Eine starke, schädlich wirkende Abnützung der Schaufeln, wodurch bei der Kolben-Dampfmaschine eine mehr oder weniger grosse Zunahme des Dampfverbrauches hervorgerufen würde, hat sich im praktischen Betriebe nicht ergeben, wie die bis heute bereits vorliegenden Erfahrungen beweisen.

Regulierung bei der Parsons-Dampfturbine und bei der Kolben-Dampfmaschine. — Bei der Parsons-Turbine ist nur ein einziges, den Dampfeintritt regelndes Ventil vorhanden, dagegen benötigt z. B. eine eincylindrige Ventilmaschine allein zwei Dampfeintritt- und zwei Dampfaustritt-Ventile, also vier Ventile, eine Compoundmaschine besitzt deren acht, eine Dreifachexpansionsmaschine zwölf, und bei geteiltem Niederdruckcylinder sind sogar sechzehn Ventile erforderlich, von welchen jedes einzelne in Bezug auf seine Antriebsart ungefähr mit dem einzigen Ventil der Dampfturbine verglichen werden kann.

Zur Erreichung des der jeweiligen Belastung entsprechenden Dampfeintrittes ist bei der Dampfturbine nur die Verstellung eines leichten, bereits in Bewegung befindlichen Hebels erforderlich, während bei der Dampfmaschine die vom Regulator zu bewegenden Teile in grösserer Anzahl vorhanden sind,

grössere Massen besitzen, stärkerer Reibung unterworfen sind und daher dem Regulator nicht so rasch zu folgen vermögen.

Zwar wirkt die Einstellung des Ventils durch den Regulator bei der Dampfmaschine gleichfalls sofort auf den eintretenden Dampf, die Maschine kann jedoch ihre Tourenzahl dieser Regelung des Dampfeintrittes nicht sofort anpassen, da der im vorigen Hub eintretende Dampf zunächst seine Arbeit in den einzelnen Dampfcylindern vollenden muss. Dagegen ist die Zeit, welche der Dampf braucht, um den Cylinder der Dampfturbine zu durcheilen, sehr kurz, und die einzelnen Admissionen folgen in Zeiträumen von ca. $^1/_8$ bis $^1/_4$ Sekunde, so dass auch die geringste Aenderung im Dampfeintritt einen sofortigen Einfluss auf den Gang der Turbine ausübt.

Beim Vergleich der beiden Maschinengattungen ist ferner zu berücksichtigen, dass die Kolben-Dampfmaschine sehr grosse in Bewegung befindliche Massen besitzt, wie die Kurbelmechanismen und das unverhältnismässig schwere, unvermeidliche Schwungrad, sei es, dass das Schwungrad als solches erkennbar ist, oder dass die Schwungmassen in den rotierenden Teil einer Dynamomaschine verlegt sind; es bedarf daher eines gewissen Zeitraumes, bis diesen Massen infolge der Regulatorwirkung die erforderliche Beschleunigung oder Verzögerung erteilt ist. Viel günstiger liegen die Verhältnisse bei der Dampfturbine, da diese sehr kleine rotierende Massen besitzt und daher ihre Tourenzahl bedeutend schneller den Regulatorschwankungen anpassen kann.

Zusammen- bezw. Parallelarbeiten. — Von grosser Bedeutung ist die mit der Regulierung in Zusammenhang stehende Frage, wie sich die Dampfturbine verhält. wenn sie mit anderen Dampfturbinen bezw. mit Kolben-Dampfmaschinen zusammen arbeiten soll. Diese Frage ist hauptsächlich für Wechselstromwerke von besonderer Wichtigkeit, in welchen ein Parallelschalten der verschiedenen Dynamomaschinen aus Betriebsrücksichten erforderlich ist. Bekanntlich bietet unter besonderen Verhältnissen das Parallelschalten von Wechselstrom-Generatoren Schwierigkeiten, welche selbst heute, nach jahrelangen Bemühungen, noch nicht ganz überwunden sind, und daher immer noch eingehende Besprechungen in den Fachzeitschriften hervorrufen.

Infolge der schnellen Regulierung der Dampfturbine sind diese Schwierigkeiten wesentlich vermindert; denn nach allen im praktischen Betriebe bisher gemachten Erfahrungen geht das Parallelschalten von Turboalternatoren leicht vonstatten, gleichviel

ob der Alternator zu anderen Turboalternatoren oder zu Generatoren, welche durch Kolben-Dampfmaschinen angetrieben werden, parallel geschaltet wird.

Kondensation. — Die Dampfturbine kann, wie jede Dampfmaschine, sowohl mit Auspuff wie mit Kondensation arbeiten. Es können selbstverständlich alle in Dampfkraftanlagen bisher üblichen Kondensator-Systeme Verwendung finden, wie Einspritzkondensatoren, Oberflächenkondensatoren, Strahlkondensatoren sowie Zentralkondensationsanlagen.

Der im Kondensator niedergeschlagene Dampf der Turbine ist ölfrei und kann ohne weiteres wieder als Kesselspeisewasser oder zu sonstigen technischen Zwecken verwendet werden. Ein Entölungsprozess, welcher einesteils umständlich ist, andererseits aber bedeutende Wärmeverluste verursacht und somit den Vorteil der Wiederverwendung als Speisewasser herabmindern würde, fällt vollständig weg. Die Möglichkeit der sofortigen Wiederverwendung des ölfreien Destillats als Kesselspeisewasser kommt bei Verwendung von Oberflächenkondensatoren am meisten zur Geltung, da bei dieser das Destillat mit dem Kühlwasser nicht vermischt wird und daher durch etwaige Verunreinigungen des letzteren zur Kesselspeisung nicht ungeeignet gemacht werden kann. In Dampfturbinenanlagen ist dies ein wesentlicher Vorteil der Oberflächenkondensatoren gegenüber den anderen Kondensator-Systemen.

Beim Einspritzkondensator ist die Möglichkeit der Wiederverwendung des Kondensates in gleichem Masse vorhanden; sie ist jedoch abhängig von der Beschaffenheit des verwendeten Kühlwassers, welches nicht schmutzig oder aus anderen Gründen zur Kesselspeisung ungeeignet sein darf. Auch die Strahlkondensatoren System Körting haben sich in Verbindung mit Dampfturbinen sehr gut bewährt; sie besitzen den Vorzug der Billigkeit, erfordern jedoch eine ziemlich grosse Kühlwassermenge, ohne ein solch' gutes Vacuum zu ergeben, wie die beiden oben erwähnten Kondensatorsysteme. Immerhin lassen sie sich gut verwenden, wenn Kühlwasser in reichlichem Masse vorhanden ist. In Bezug auf die Wiederverwendung des Kondensates gilt dasselbe wie für Einspritzkondensatoren.

Die Dampfturbinen können aber auch ohne weiteres mit einer Zentralkondensation in Verbindung gebracht werden, an welche bereits Kolben-Dampfmaschinen angeschlossen sind; da

jedoch das Kondensat der Turbine alsdann mit demjenigen der Dampfmaschinen vermischt wird, so ist dessen unmittelbare Wiederverwendbarkeit von der Beschaffenheit des Kondensates der Dampfmaschinen abhängig. Die Dimensionierung der Kondensatoren und dementsprechend auch die Kühlwassermenge kann dieselbe sein, wie bei Kolben-Dampfmaschinen gleicher Grösse.

Da in den meisten Fällen die Dampfturbine zum direkten Antrieb von elektrischen Stromerzeugern verwendet wird und somit elektrische Energie zur Verfügung steht, so wird in der Regel der Elektromotorenantrieb für die Kondensatoren am zweckmässigsten sein.

Dampfturbinen, welche mit Kondensator arbeiten, können bei etwaiger Störung der Kondensatoranlage vermittelst eines Umschalteventils ohne weiteres und ohne irgendwelche Betriebsunterbrechung auf Auspuff geschaltet werden.

Verwendung überhitzten Dampfes. — Bekanntlich lassen sich in Dampfkraftanlagen durch Verwendung überhitzten Dampfes sehr erhebliche Vorteile erzielen, welche in einer starken Verminderung des Dampfverbrauches gipfeln.

Der vollen Ausnützung dieser durch eine möglichst hohe Ueberhitzung erreichbaren Vorteile stellen sich nun bei der Kolben-Dampfmaschine zwei Hauptschwierigkeiten entgegen: die richtige Zylinderschmierung bei hoher Dampftemperatur und die Verwendung geeigneter Dichtungs- und Packungsmaterialien, welche der hohen Temperatur Stand halten könnten.

Diese Schwierigkeiten sind bei der Parsons-Dampfturbine, ebenso wie bei den übrigen Dampfturbinen, hinfällig, denn es gibt weder eine Schmierung des Dampfes, noch sind Dichtungs- und Packungsmaterialien erforderlich, so dass die Dampfturbine die Vorteile, welche eine möglichst hohe Dampfüberhitzung gewährt, voll ausnützen kann.

Wie wesentlich diese Vorteile sein können, ergibt sich ohne weiteres aus den Dampfverbrauchsmessungen; dieselben haben bei den bis jetzt gebräuchlichen Ueberhitzungsgraden bis zu ca. 120° C. für je 5 bis 6° Ueberhitzung eine Verminderung des Dampfverbrauches um 1 % ergeben. Da jedoch die Ueberhitzung noch erheblich gesteigert werden kann, so werden sich noch höhere Dampfersparnisse infolge der unbeschränkten Ausnützung der Dampfüberhitzung erzielen lassen.

Für die Dampfturbine können naturgemäss dieselben Kessel- und Ueberhitzer-Systeme verwendet werden, wie für Kolben-Dampfmaschinen, wobei für deren Grössenbestimmung die gleichen Gesichtspunkte massgebend sind.

XII. KAPITEL.

Neuere Dampfturbinen.

Die Ausführungen, welche in den beiden vorhergehenden Kapiteln über die einzelnen Maschinenteile der Laval- und Parsonsturbinen gebracht sind, gelten mit geringen Abänderungen

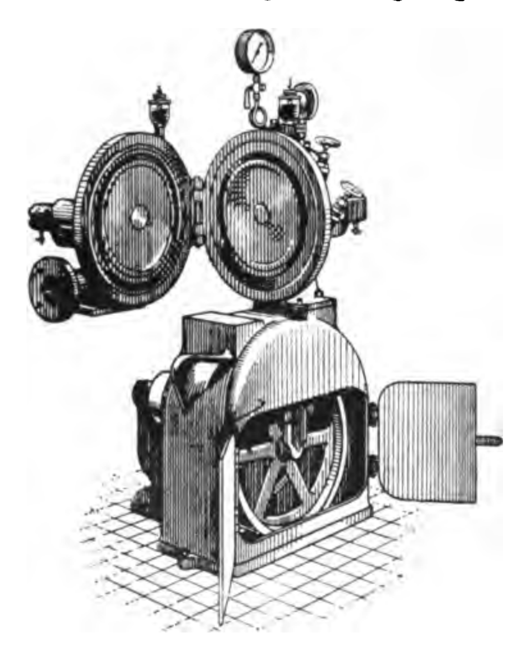


Fig. 339. Geöffnete Segerturbine.

auch für die übrigen modernen Dampfturbinenkonstruktionen. Es erscheint daher als nicht erforderlich, hierauf für jede einzelne Turbinentype noch besonders einzugehen, zumal die wesentlichsten Eigenschaften dieser Turbinen bereits in dem geschichtlichen Teile ausreichend behandelt worden sind.

Die wichtigsten Dampfturbinen, welche nach Laval und Parsons gebaut sind, werden durch die Figuren 339 bis 348 veranschaulicht.

Ausser den im geschichtlichen Teil eingehend besprochenen Dampfturbinen von Veith bezw. Zoelly und von Curtis verdient hier noch besondere Erwähnung die Dampfturbine von Rateau. Diese Turbine gehört zum Typus der reinen Druckturbinen mit mehrfacher Druckabstufung und besteht aus einer Anzahl auf eine gemeinschaftliche Welle aufgekeilter und durch Scheide-

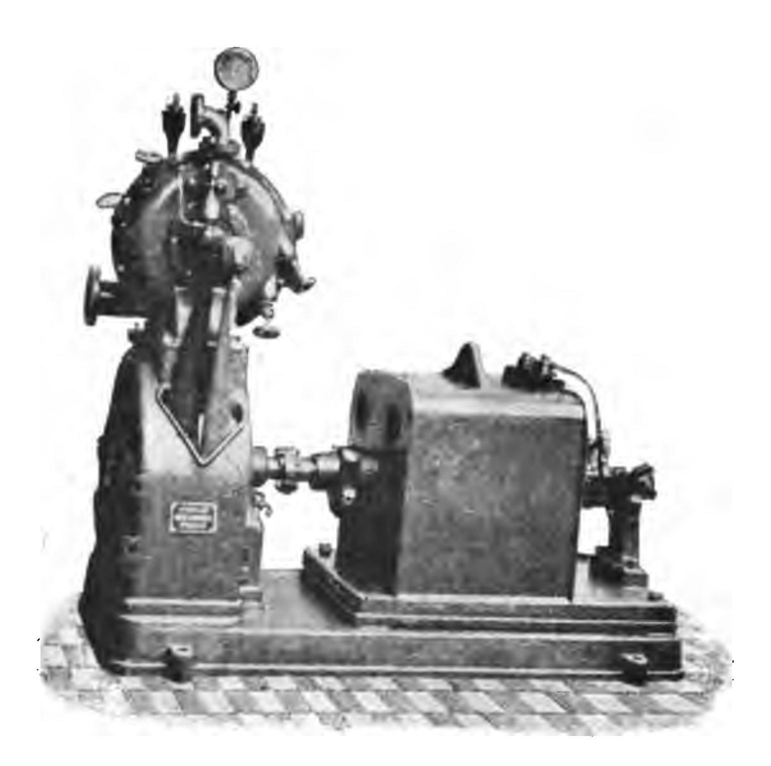


Fig. 340. Mit Dynamomaschine gekuppelte Segerturbine.

(Nach „The steam-turbine, Robert M. Neilson".)

wände von einander getrennter Räder, die aus dünnen Blechplatten hergestellt sind. Das Laufrad dieser Turbine ist das auf Seite 91 und 92 beschriebene Laufrad der französischen Firma „Société Sautter, Harlé & Cie.", so dass ein näheres Eingehen auf den Bau dieser Dampfturbine unterbleiben kann.

Arbeitsverfahren von Stumpf und Lewicki.

Die verschiedenen bisher bekannt gewordenen Arbeitsverfahren bei Dampfturbinen sind zum grössten Teil bereits

besprochen oder erwähnt worden. Von diesen Arbeitsverfahren haben, sofern man von den eingehend behandelten mechanischen Arbeitsverfahren absieht, vorläufig nur zwei Arbeitsverfahren

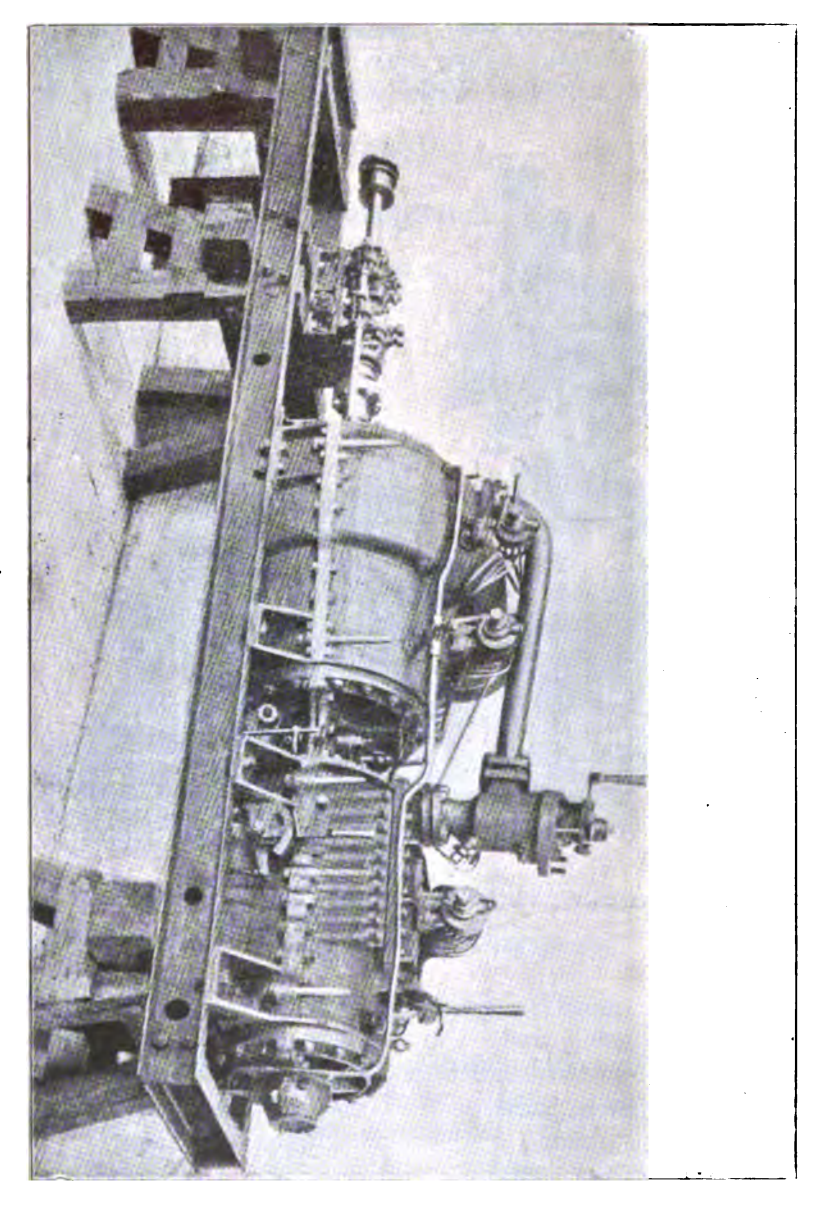


Fig. 341. Verbund-Dampfturbine von Schulz.
(Nach „The steam-turbine, Robert M. Neilson“.)

praktische Bedeutung erlangt bezw. Aussicht auf wirtschaftliche Erfolge. Es sind dies die Arbeitsverfahren von Professor J. Stumpf in Berlin und von Professor Ernst Lewicki in Dresden.

Nach dem Arbeitsverfahren von Stumpf (1901) wird zur Verminderung der Geschwindigkeit des arbeitenden Dampfstrahles dem Frischdampfe, der in einer Düse adiabatisch bis auf die



Fig. 342.

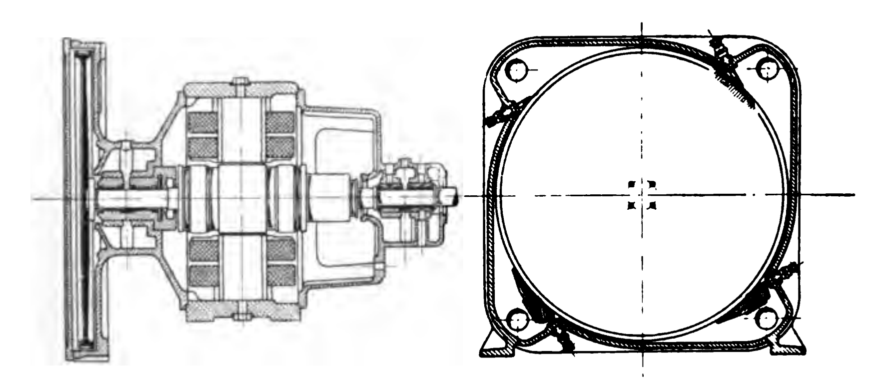


Fig. 343 und 344.
20pferdige Riedler-Stumpf-Turbine nach Abnahme des Deckels und im Schnitt, (Nach „Riedler, Ueber Dampfturbinen".)

Kondensator- bezw. Auspuffspannung expandiert, von der Stelle ab, wo der Frischdampf diese Spannung erreicht hat, Auspuffdampf beigemischt, der durch eine Mischdüse zugeleitet wird.

Fig. 350 zeigt die Turbine in der Seitenansicht und lässt die Dampfführung bezw. Strömung erkennen. Der Dampf

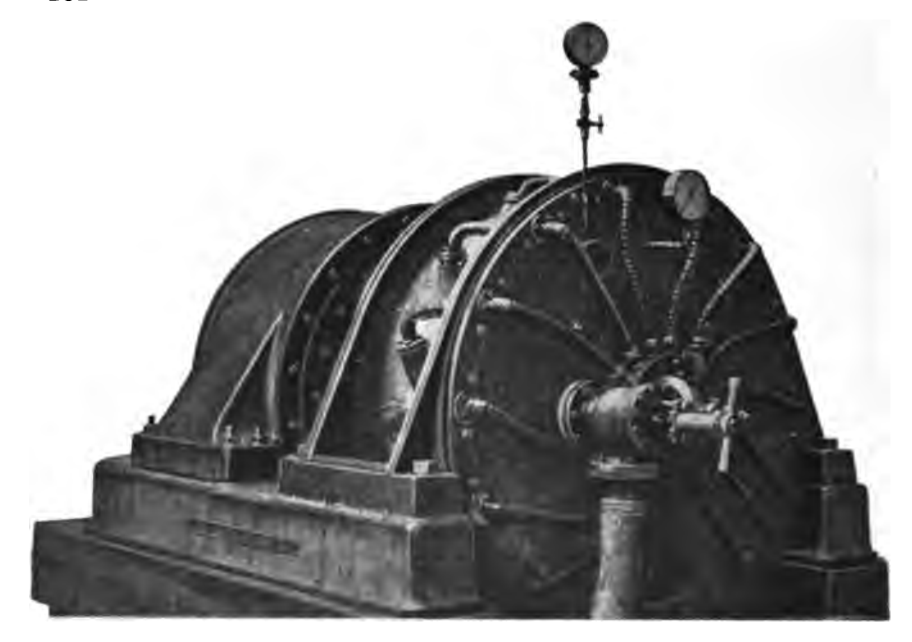
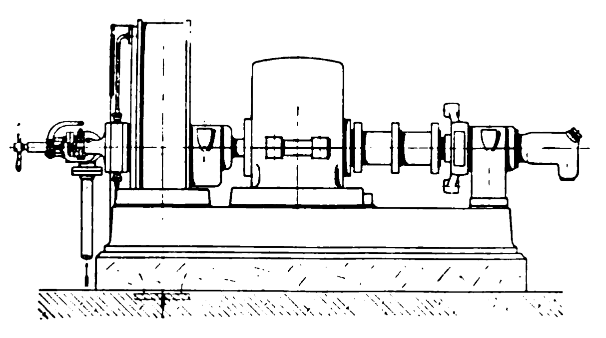
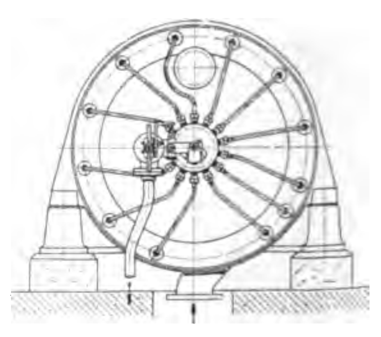


Fig. 345.
Eiedler-Stumpf-Turbine mit 2 Geschwindigkeitsstufen, gebaut von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.
(Nach „Riedler, Ueber Dampfturbinen".)





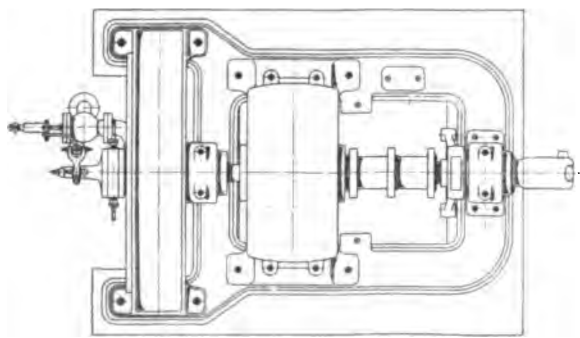


Fig. 346 bis 348.
Riedler-Stumpf-Turbine mit Geschwindigkeitsabstufung, 100 KW., 3000 Umdr. min., gebaut von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.
(Nach „Riedler, Ueber Dampfturbinen".)

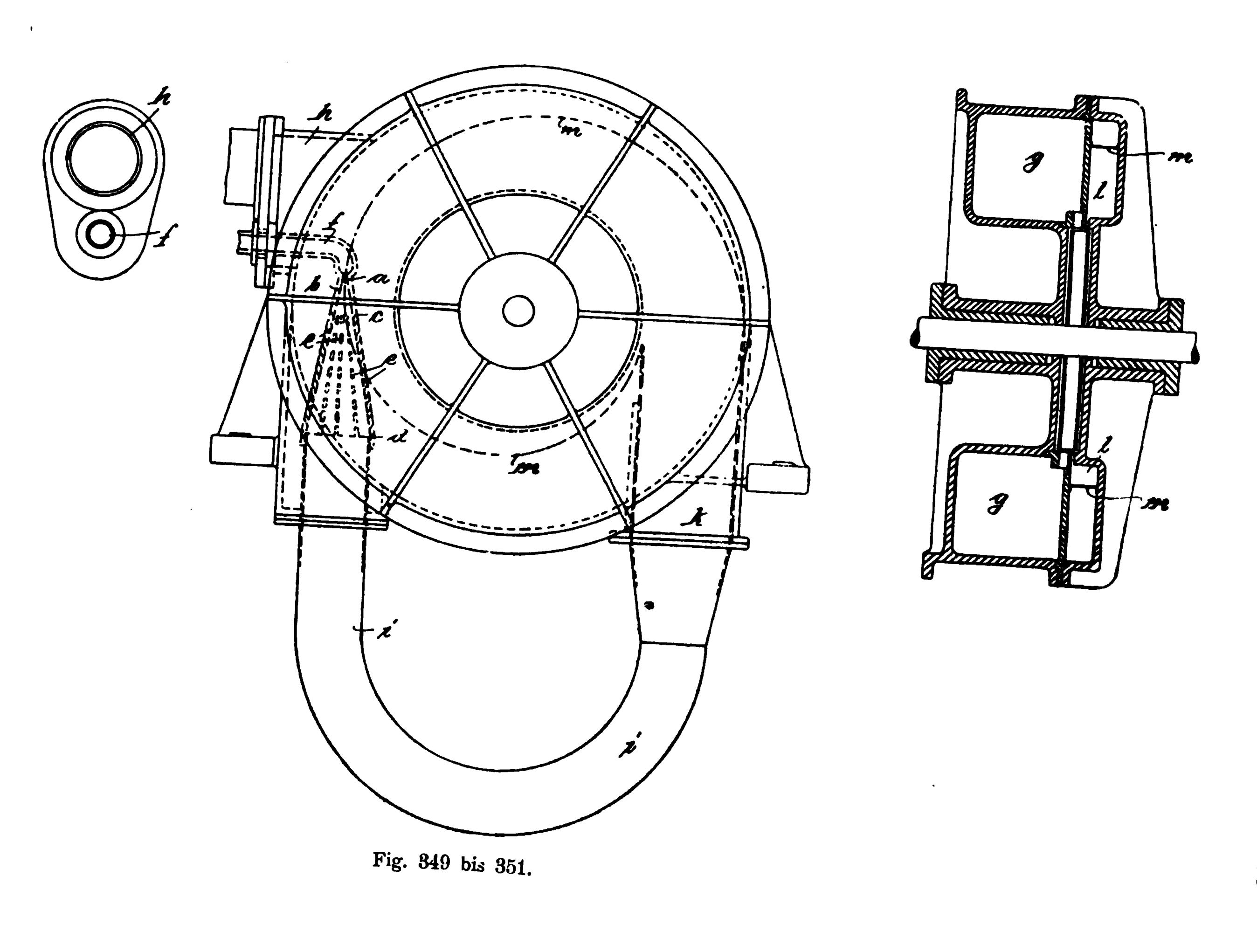


Fig. 349 bis 351.

expandiert von der engsten Stelle *a* der Düse *b* zunächst bis *c* adiabatisch von seiner Anfangsspannung bis zur Kondensatorspannung. Von *c* bis *d* ist die Düse dann von Eintrittsöffnungen *e* unterbrochen, durch welche Auspuffdampf in die Düsen hineingelangt, um sich mit dem Frischdampf zu mischen. Der Zuführungsstutzen *f* für die Düse *b* ist ebenso wie die Düse selbst im Auspuffkanal *g* der Turbine (vergl. Fig. 351) gelagert. Aus den Fig. 349 und 350 ist zu erkennen, dass unmittelbar unter dem Ausströmungsstutzen *a* für den Auspuffdampf der Einströmungsstutzen *f* für den Frischdampf angeordnet ist.

An die Düse *b* schliesst sich ein halbkreisförmig gebogenes, längeres Ueberleitungsrohr *i* an, welches den Dampf nach dem Einströmungsstutzen *k* bezw. dem Beaufschlagungsraum *l* überführt. Während des Ueberströmens des Dampfes, d. h. während derselbe das halbkreisförmige Rohr *i* durchströmt, nehmen die einzelnen Dampfstrahlen eine gleichartige Geschwindigkeit an, so dass in den Stutzen *k* bezw. in den Beaufschlagungskanal *l* ein homogener Dampfstrahl eintritt.

Damit die Dicke des Dampfstrahles im Beaufschlagungskanal mit zunehmender Länge des Kanals bezw. der beaufschlagten Peripherie abnimmt, ist in den Beaufschlagungskanal eine schneckenförmige Wand *m* eingebaut, welche sich der Peripherie des Laufrades allmälig nähert.

Das Arbeitsverfahren von Lewicki ist ein thermodynamisches Verfahren, das bei allen Dampfturbinensystemen sich verwenden lässt. Dies Betriebsverfahren, das hoch überhitzten Dampf zum Betrieb von Dampfturbinen in wirtschaftlich möglichst vorteilhafter Weise zu benutzen bezweckt, besteht darin, dass der noch überhitzte Abdampf der Turbine durch ein von Kesselwasser oder von Dampf umspültes Heizrohrsystem geleitet und so Frischdampf erzeugt oder vorüberhitzt wird.

Die Urheber dieses Arbeitsverfahrens, Ernst Lewicki, C. von Knorring, Joh. Nadrowski und Emil Imle in Dresden, begründen die Vorzüge dieses Arbeitsverfahrens zutreffend auf folgende Weise:

Beim Betrieb von Kraftmaschinen mit überhitztem Dampf kann der mehr oder weniger überhitzt ausströmende Abdampf erfahrungsgemäss unter Umständen eine höhere Temperatur als das Kesselwasser besitzen. Ganz besonders tritt dies bei Turbinen auf, bei welchen man mit der Ueberhitzung des Dampfes weit höher gehen kann als bei Kolbenmaschinen. Während nämlich

bei den letzteren an einander gleitende, der Schmierung bedürftige Teile (Kolben, Zylinder, Stopfbüchsen, Kolbenstangen u. s. w.) mit dem hoch überhitzten Arbeitsdampfe in unmittelbare Berührung kommen, wobei die Grenze der Ueberhitzung (gegenwärtig 350° C.) durch das Schmiermittel mitbestimmt wird, ist bei Turbinen die Radwelle in den Lagern der einzige Konstruktionsteil, welcher geschmiert werden muss; dieser kommt aber niemals mit dem noch nicht expandierten, heissen, sondern nur mit dem bereits entsprechend abgekühlten Abdampf in Berührung. In einer Dampfturbine kann man infolge dessen mit der oberen Temperaturgrenze weit über die bei Kolbenmaschinen mögliche hinausgehen, wodurch eine höhere Wärmeausnutzung erzielt werden kann, als es bisher beim Betrieb mit weniger stark überhitztem Dampfe möglich war, wenn nur dafür Sorge getragen ist, dass die Abdampfwärme in geeigneter Weise für den Arbeitsprozess wieder nutzbar gemacht wird.

Ist nun die Temperatur des überhitzten Abdampfes höher als die Kesseltemperatur (bei Dampfturbinen nach System de Laval wurde z. B. beobachtet: Eintrittstemperatur des überhitzten Dampfes 448° C., Austrittstemperatur des überhitzten Dampfes 340° C., Kesseltemperatur 140° C.), so kann man die dem vorliegenden Temperaturunterschiede (hier 340 bis 140, also 200° C.) entsprechende Abdampfwärme für den Arbeitsdampf wie folgt nutzbar machen:

Der noch überhitzt aus der Turbine tretende Abdampf wird durch ein Heizkörpersystem geleitet, welches vom Kesselwasser oder vom Kesseldampf umspült wird, so dass bei hinreichender Oberfläche der Abdampf, einen entsprechenden Teil seiner Wärme abgebend, nahezu mit Kesseltemperatur austritt, um dann nach Durchgang durch einen Speisewasservorwärmer nach dem Kondensator bezw. in die Atmosphäre zu gelangen.

Es wird also durch die Verbindung jenes Heizkörpersystems mit irgend einer Turbine ebenfalls der Zweck erreicht, die gesamte Wärme des Abdampfes oberhalb der Kesseltemperatur unmittelbar für den Frischdampf nutzbar zu machen und so in den Arbeitsprozess zurückzuführen, ohne dabei von dem Spannungsgefälle des Arbeitsprozesses abhängig zu sein. Dieser Umstand ermöglicht auch, das obere Temperaturniveau ausserordentlich hoch zu erheben, wodurch sich, wie Versuche ergeben haben sollen, der Nutzeffekt der Anlage günstiger gestaltet.

III. TEIL.

Leistung der Dampfturbinen.

XIII. KAPITEL.

Versuchsergebnisse mit der Laval-Turbine.

1. Versuch mit einem Gustaf de Lavals Dampfturbinen-Motor von 50 eff. Pferdekräften für „Wagnfabriks-Aktiebolaget“ in Södertelje.

Die Ingenieure Erik Andersson, Assistent an der Kgl. Technichen Hochschule, Carl Häger, Vorsteher der Mechanischen Werkstatt der Kgl. Technischen Hochschule, und Hugo Theorell, haben am 23. Juni 1892 in Stockholm einen mit einem Körting'schen Ejektorkondensator versehenen de Laval'schen Turbinenmotor von 50 eff. PS geprüft und gefunden, dass die Maschine während des Versuches, welcher ununterbrochen und ohne erwähnenswerte Belastungsänderung 8 Stunden lang dauerte, 54.8 eff. Pferdekräfte leistete, wobei das für die Kondensation nötige Wasser von einer besonderen kleineren Maschine aufgepumpt wurde, und 4786 kg Dampf aus 523 kg Wallesischen Kohlen erzeugt, verbrauchte.

Pro Stunde und eff. Pferdekraft beträgt also der Dampfverbrauch $\frac{4786}{8 \times 54,8} = 10,9$ kg, der Kohlenverbrauch $\frac{523}{8 \times 54,8} = 1,19$ kg.

2. Versuch mit einem Gustaf de Laval'schen Dampfturbinen-Dynamo von 50 PS am 13. Mai 1893.

Der Versuch dauerte 8 Stunden, von 9,45 V. bis 5,45 N. Während dieser Zeit wurden 617,5 kg South Yorkshire Kohlen und 4561 kg Speisewasser von $+ 15,4^0$ Celsius Mitteltemperatur verbraucht. Die Leistung wurde mittels zweier auf den Induktorwellen angebrachten Bremsdynamometer gemessen, welche mit

1645 Umdrehungen pro Minute liefen. Der Dampf wurde von einem Röhrenkessel mit innerer Feuerung erhalten; es betrug der Dampfdruck in dem Kessel 8,6 kg pro qcm Ueberdruck. Der Motor war in dem Dampfkessel-Raume in unmittelbarer Nähe des Dampfkessels aufgestellt. Der Dampfdruck der Turbine wurde an einem zwischen dem Regulator und den Dampfdüsen der Turbine angebrachten Kontrollmanometer abgelesen. Dieser Dampfdruck variierte zwischen 8,6 und 7,6 kg pro qcm Ueberdruck, welche Schwankungen von dem Regulator durch ungleichmässiges Bremsen verursacht wurden. Der Druck in dem Dampfablasse der Turbine war während des ganzen Versuches konstant = 0,12 kg pro qcm absoluter Druck oder 67 cm unter 1 Atmosphäre. Der Ablassdampf der Turbine wurde in einem Stahlkondensator (System Körting) kondensiert, welcher mit Druckwasser von einer Zentrifugalpumpe gespeist wurde, die von einem anderen Motor, welcher von einem besonderen Kessel Dampf erhielt, getrieben wurde. Die Temperatur des Kühlwassers wurde durch den Dampf von 7° auf 16° C. erhöht. Während des Versuches, welcher ununterbrochen und ohne eine erwähnenswerte Kraftschwankung oben genannte Zeit dauerte, leistete die Turbine 63,7 eff. Pferdekräfte.

Pro Stunde und Pferdekraft beträgt also der Dampfverbrauch $\frac{4561}{8 \times 63{,}7} \equiv 8{,}95$ kg, der Kohlenverbrauch $\frac{617{,}5}{8 \times 63{,}7} = 1{,}21$ kg.

Der Versuch wurde ausgeführt von J. E. Cederblom, Professor an der Königl. Technischen Hochschule, Gust. Uhr, Gewerbe-Inspektor, und Erik Andersson, Assistent an der Königl. Technischen Hochschule.

3. Versuch mit einer 150 PS-Laval-Turbine.

Der Versuch wurde am 30. November 1897 in Jerla von J. E. Cederblom, Professor der Maschinen-Lehre an der Königl. Techn. Hochschule und A. Isakson, Maschinen-Inspektor in Lloyds Register of British and Foreign Shipping ausgeführt.

Die Leistung wurde mittels Bremsdynamometern auf Bremsscheiben, welche vorläufig auf den beiden Triebwellen angebracht waren, gemessen; es wurden die Dimensionen und die Balanzierung der Dynamometer sorgfältig untersucht.

Die Maschine erhielt Dampf von einem Babcock & Wilcox Wasserröhren-Kessel, welcher mit der Turbine mittels einer

ca. 30 m langen, isolierten und mit einem Wasserabscheider versehenen Dampfleitung verbunden war. Der Dampfdruck bei der Turbine wurde mittels zweier Kontroll-Manometer, die in der Dampfleitung zwischen dem Regulatorventil und den Dampfdüsen der Turbine angebracht waren, auf einer Quecksilbersäule abgelesen.

Die Tourenzahl, Maximum 1062 und Minimum 1054 pro Min., wurde mittels eines Tourenzählers, welcher im Zentrum einer der Triebwellen angebracht war, abgelesen. Ausserdem wurde mittels eines Tachometers gefunden, dass die Tourenzahl während des ganzen Verlaufes jeder Beobachtung konstant war.

Der Dampfverbrauch wurde mittels einer Düse, welche ganz und gar identisch mit den in der Turbine befindlichen Dampfdüsen war, gemessen. Durch diese Düse wurde der Dampf unter einem konstanten Drucke von 8 kg und während eines Zeitraumes von 10 Minuten in einen Behälter mit kaltem Wasser geleitet. Das Gewicht und die Temperatur des Wassers wurde sowohl vor als nach dem Zulasse des Dampfes genau untersucht. Es wurde gefunden, dass der Gewichts-Unterschied der kondensierten Dampfmenge bei zwei Versuchen, welche vorgenommen wurden, nicht mehr als ungefähr $^1/_3$ Prozent betrug. Diese Düse, sowie auch die sämtlichen andern Düsen, welche in der Turbine angebracht waren, wurden mittels Präzisions-Instrumente gemessen, um den Durchströmungs-Querschnitt derselben zu kontrollieren. Der Feuchtigkeitsgrad des Dampfes wurde auch gemessen und betrug 1,8 Prozent.

Für die Kondensation wurde ein Körtingscher Wasserstrahl-Kondensator angewendet, und das nötige Wasser wurde von einer besonderen Dampfturbinen-Pumpe geliefert. Diese Pumpe hatte, wie uns in der Fabrik versichert wurde, was wir aber nicht selbst genauer untersuchten, einen Kraftverbrauch von höchstens $7^1/_2$ PS.

Die Probe bestand darin, dass während des Betriebes der Maschine sechs Reihen von Versuchen angestellt wurden, teils unter voller Belastung — mit 7 Düsen, alle für Kondensation — teils nachdem allmälig eine, zwei, drei, vier und fünf Düsen abgesperrt wurden, so dass während der letzten Probe die Dampfturbine nur mit zwei geöffneten Düsen arbeitete.

Die Beobachtungen wurden jede 5. Minute in jeder Reihe gemacht, und zwar fünfmal während der vier ersten Reihen und dreimal während der zwei letzten Reihen. Der Barometerstand war

zur Zeit 743 Millimeter. Das Resultat der Versuche war wie folgt:

Nummer der Versuchs-reihe	Anzahl der geöffneten Düsen	Tourenzahl pro Min.	Dampf-Ueberdruck in kg. pro qcm	Vakuum in mm Queck-silbersäule	Gebremste Pferde-stärken	Dampfver-brauch pro gebremste PS pro Stunde
		(Durchschnitt von fünf Beobachtungen)				
1	7	1057,2	8,00	670	165,3	7,87
2	6	1054,4	8,22	658	140,3	8,16
3	5	1057,0	8,00	666	116,1	8,01
4	4	1058,8	8,04	674	89,5	8,36
		(Durchschnitt von drei Beobachtungen.)				
5	3	1060,7	7,90	685	65,0	8,49
6	2	1057,0	8,17	652	38,0	9,98

Wie aus dem Obigen hervorgeht, steigt der Dampfverbrauch pro Pferdekraft ziemlich gleichmässig mit der abnehmenden Leistung, was offenbar darauf beruht, dass bei geringerer Leistung das Ueberwinden der Reibungswiderstände einen verhältnismässig grösseren Teil der Gesamtarbeit der Maschine in Anspruch nimmt.

Die unbedeutenden Ungleichmässigkeiten, sowohl in dieser Steigerung des Dampfverbrauches pro gebremste Pferdekraft, als in der Abnahme der Leistung beim geminderten Dampfzulass dürften wenigstens zum Teile durch die ziemlich beachtenswerten Schwankungen des Vacuums, welche während der Versuche, besonders während des letzten Teiles derselben herrschten und die der Undichtheit einer Stopfbüchse zugeschrieben wurden, erklärt werden können.

4. Verschiedene Versuche mit einem De Laval'schen Dampfturbinen-Motor von 300 eff. PS.

Mit einer von dem „Aktiebolaget De Lavals Angturbin" in Stockholm an die „Aktiengesellschaft der Pabianicer Baumwoll-Manufakturen Krusche & Ender" in Pabianice (Polen) gelieferten, mit Ejektorkondensator versehenen und für den Fabriksbetrieb mittels Triebseile bestimmten Dampfturbine von 300 Pferdekräften wurden am 20. Dezember 1899, sogleich nach der Aufstellung der Maschine im Etablissement von Krusche & Ender folgende Versuche angestellt.

Die Leistung der Dampfturbine wurde mittels Prony Bremsdynamometer, von denen je einer auf einer der beiden Triebwellen der Maschine angebracht war, gemessen. Die Dynamometer wurden vor dem Versuche sorgfältig balanziert; die Länge der Hebarme betrug 2 Meter.

Die Dampfturbine war mit 9 Dampfdüsen versehen, von welchen jedoch bei der höchsten Belastung nur 7 geöffnet waren. Die Leistungsproben wurden bei 7 verschiedenen Belastungen mit respektiven 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 geöffneten Dampfdüsen ausgeführt. Die Versuche wurden sowohl mit gesättigtem als mit überhitztem Dampf ausgeführt. Hierbei wurden beobachtet: Der erforderliche effektive Dampfdruck vor den Dampfdüsen, die Temperatur des Dampfes am Zulassventile der Dampfturbine, das Vacuum in dem Ablasse des Turbinengehäuses, die Belastung der Dynamometer, die Tourenzahl der Triebwellen u. s. w. Weiter wurde die Zahl der geöffneten Dampfdüsen beobachtet, und die Grösse der Ausströmungsöffnungen sorgfältig gemessen. Dieselben zeigten sich nahezu gleich gross, da die Durchmesser nur zwischen 6,90 und 7,05 mm schwankten. Der Dampfverbrauch wurde mittels einer Düse von derselben Konstruktion wie die Dampfdüsen in dem Turbinengehäuse gemessen, deren Ausströmungsöffnung 7 mm hatte.

Von der Dampfleitung der Turbine ging eine Zweigleitung nach der obengenannten Düse, und der Dampf, welcher die Düse durchströmte, konnte abwechselnd ins Freie ausgelassen oder in einen Kaltwasserbehälter hinein geleitet werden, welcher auf einer Wage stand, so dass das Gewicht des durch die Düse strömenden Dampfes sorgfältig bestimmt werden konnte.

Der Dampfdruck vor der Düse wurde auf gleiche Höhe wie der Admissionsdruck bei der Dampfturbine eingestellt; der Dampf strömte während 6 Minuten in den Kaltwasserbehälter hinein. Die Versuche wurden sowohl mit gesättigtem als mit überhitztem Dampf und bei verschiedenen Gegendrücken ausgeführt. Es zeigte sich dabei, dass die ausströmende Dampfmenge von dem Gegendrucke unbeeinflusst, aber etwas grösser bei gesättigtem Dampfe als bei überhitztem war.

Resultate.

Dampfdruck vor den Dampfdüsen in kg pro qcm	Die Temperatur des Dampfes am Zulassventil Celsius	Vakuum im Ablasse des Turbinengehäuses in mm Quecksilber	Zahl der geöffneten Dampfdüsen	Tourenzahl der Triebwellen pro Minute	Gebremste Pferdekräfte	Dampfverbrauch pro eff. Pferdekraft und Stunde
13,55	234,3°	693	7	772	307,8	6,33 kg.
13 8	225°	702	6	762	259,0	6,56 „
13,8	227°	700	5	767	219,9	6,44 „
13,8	225°	702	4	775	175.0	6,48 „
13 4	219°	707	3	777	123,3	6,68 „
13,8	199°	713	2	775	75,2	7,72 „
15,0	198°	725	1	773	31,9	9,66 „

Der Dampfdruck bei dem Kessel war durchschnittlich 15 Atmosphären, die Temperatur des Dampfes bei dem Kessel während des ersten Versuches + 390° C., die Länge der Dampfleitung von dem Absperrventile des Kessels bis zum Zulassventile der Dampfturbine 97.1 Meter, der Barometerstand im Maschinenraume 785 mm.

Versuche der Geschwindigkeitsregulierung. — Die ganze Belastung — 307.8 PS. — wurde in einem Augenblicke durch gleichzeitige Entlastung der zwei Bremsdynamometer aufgehoben; hierbei wurde folgender Vorgang an der Maschine konstatiert. Die Tourenzahl des Tachometers stieg von 750 auf 780, demnach einer Geschwindigkeitssteigerung von 4 Prozent entsprechend. Das Vacuum im Turbinengehäuse fiel von 700 mm auf 615 mm, d. h. um 12 Prozent. Der Dampfdruck bei den Dampfdüsen fiel von 13,5 Atm. auf 6,0 Atm., d. h. um 55,5 Prozent. Derselbe Versuch wurde zweimal mit gleichem Resultate ausgeführt.

Sämtliche Versuche wurden ausgeführt und kontrolliert von: Ingenieur T. G. E. Lindmark, Konstrukteur der „Aktiebolaget De Lavals Angturbin", Stockholm; Ingenieur E. Medén von derselben Firma; Ingenieur J. W. Blomquist von der de Laval'schen Generalagentur in St. Petersburg; Ingenieur E. Wagner, Fabriksvorsteher der „Aktiengesellschaft Carl Scheibler" in Lodz; Ingenieur A. Schacht von derselben Firma in Lodz; Ingenieur J. Procner, Fabriksvorsteher der „Aktiengesellschaft Krusche & Ender" in Pabianice.

5. Vergleichs-Geschwindigkeits-Diagramme mit Horns selbsttätigem Tachograf.

Die Entfernung zwischen zwei angrenzenden horizontalen Linien entspricht einer Geschwindigkeits-Aenderung von 5 Prozent.

1. Die beobachteten Geschwindigkeits-Aenderungen bei der Ablieferungs-Probe einer Dreifach-Expansions-Dampfmaschine mit Kondensation direktgekuppelt mit einer Gleichstrom-Dynamo für elektrische Beleuchtung. Normale Leistung 500 PS., normale Tourenzahl 100 Touren pro Min.

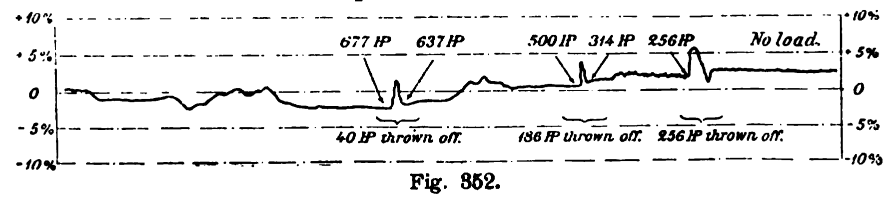


Fig. 352.

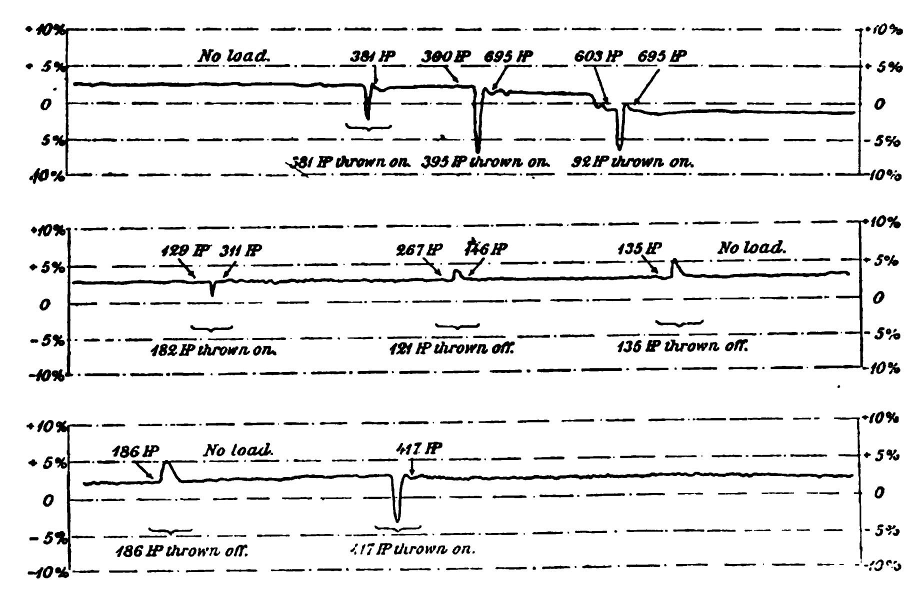


Fig. 353—355.

2. Die beobachteten Geschwindigkeits-Aenderungen einer Kondensations-Verbund-Maschine mit zwei Kurbeln unter 90° gegen einander, eine Baumwoll-Spinnerei und Weberei treibend.

Konstante Leistung 350 PS. Normale Tourenzahl 60 Touren pro Min.

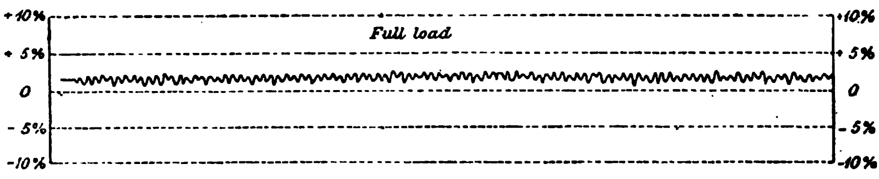


Fig. 356.

3. Die beobachteten Geschwindigkeits-Aenderungen eines Gasmotors mit 2 Schwungrädern, mittels eines Riemens eine Dynamo für Elektrische Beleuchtung treibend.

Konstante Leistung 35 PS. Normale Tourenzahl 175 Touren pro Min.

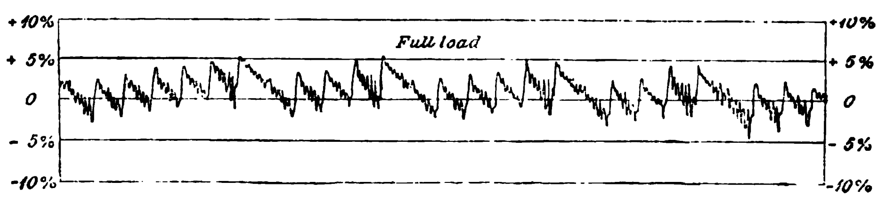


Fig. 357.

4. Die beobachteten Geschwindigkeits-Aenderungen einer de Laval'schen Dampfturbinen-Dynamo ohne Kondensation.

Normale Leistung 135 Elektr. PS. Normale Tourenzahl 1050 Touren pro Min.

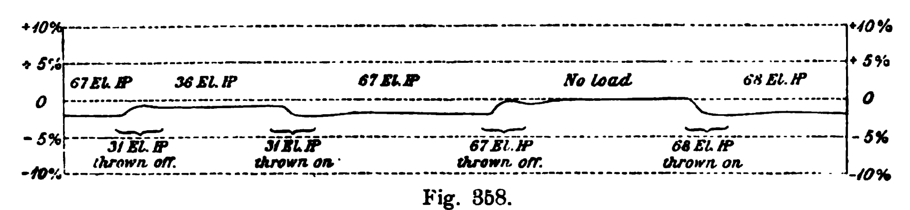


Fig. 358.

5. Die beobachteten Geschwindigkeits-Aenderungen eines de Laval'schen Dampfturbinen-Motors mit Kondensation.

Normale Leistung 100 eff. PS. Normale Tourenzahl 1050 Touren pro Min.

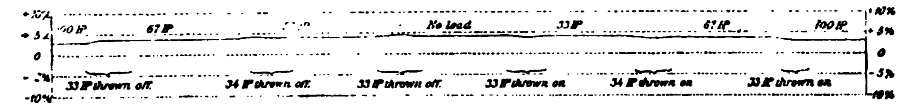


Fig. 359.

5. Geschwindigkeits-Diagramm einer Parsonsturbine.

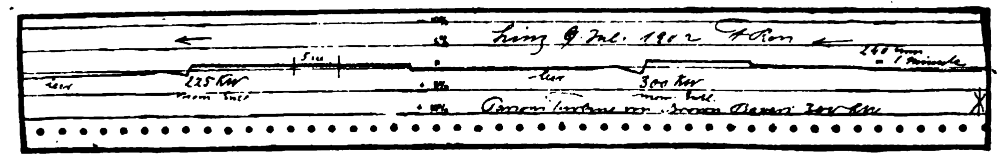


Fig. 360.

6. Versuch mit einer 200 PS. Dampfturbine.

Von Aime Witz, Ing. Civil, Docteur et Sciences, wurden am 1. Oktober 1902 in Paris Versuche mit einer Lavalturbine von 200 PS. angestellt, um den Dampfverbrauch pro eff. PS. festzustellen.

Der Dampf, welcher durch einen Bellville-Generator erzeugt wurde, war vorher in Trockenapparaten getrocknet worden; der Dampfdruck wurde durch ein Manometer bestimmt, das oberhalb des Düsenkanals angebracht war, ein anderes Manometer mass das Vacuum am Dampfauslassstutzen der Turbine. Die Turbine trieb zwei direkt gekuppelte Dynamos „Breguet", deren elektrische Arbeit durch Ampère- und Voltmeter genau bestimmt war. Der

Dampfverbrauch, der im Verhältnis zu der Menge der geöffneten Düsen steht, war von dem Dampfdruck abhängig; ein Versuch hatte das Verhältnis vom Verbrauch zum Dampfdruck festgestellt.

Als Leistungskoefficient der Dynamomaschinen wurden die Zahlen genommen, welche die Firma Breguet angegeben, für die über 130 Kilowatt bis 0,88; für 130—0,885; für 104—0,875 und für 65—0,850 Kilowatt, alle Verluste bis zum Schaltbrett einbegriffen.

227,23 Volt, 557,5 Ampère, 126,680 KW., 193,48 eff. PS., Zahl der geöffneten Düsen = 6, Düseneintrittsspannung: 7,368 kg, Vacuum: 64 cm, Gesamtdampfverbrauch pro Stunde 1452,18 kg, Dampfverbrauch pro eff. PS. und Stunde 7,47 kg, Tourenzahl 900 pro Minute.

Die Turbine hat unter diesen Bedingungen gut gearbeitet; der Verbrauch entsprach genau dem garantierten Minimum.

Die folgenden Versuche hatten den Zweck, das Arbeiten der Maschinen unter verschiedener Belastung zu studieren.

Belastungen	Volt	Ampère	Kilowatt	PS. effect.	geöffnete Düsen	Düseneintrittsspannung	Vacuum	Gesamtdampfverbrauch pro Stunde	Tourenzahl pro Minute	Dampfverbrauch pro eff. PS. und Stunde
Bei Ueberlastung	232,4	684,0	158,961	245,53	7	7.817	63	1781	900	7,26
„ 5/6 Belastung	208,8	531 7	111,019	172,20	5	7,730	65	1260	900	7,31
„ 2/3 „	217,8	436,7	95,126	148,56	4	8,350	66	1076	903	7,25
„ 1/2 „	230,5	274,7	63,318	101,21	3	7,650	67	748	904	7,39

Aus diesen Zahlen geht hervor, dass der Verbrauch bei geringerer Beanspruchung nicht grösser ist.

Um die Tourenschwankungen bei plötzlich wechselnder Belastung zu konstatieren, wurden mehrere Versuche angestellt. Wenn man nacheinander die Turbine von 130 Kilowatt auf 0 brachte, war die Tourenzahl von 900 auf 930 gestiegen; der Geschwindigkeitsunterschied von Vollbelastung auf Null beträgt also 3 Prozent.

XIV. KAPITEL.

Versuchsergebnisse mit der Parsonsturbine.

Die in der nachstehenden Tabelle angegebenen Dampfverbrauchszahlen beziehen sich sämtlich auf Dampfturbinen, welche mit Kondensation arbeiten. Die Arbeit für den Betrieb der letzteren ist mit Ausnahme der mit * bezeichneten bei allen Dampfverbrauchsziffern eingeschlossen.

Dampfverbrauchsziffer gelieferter Dampfturbinen System Brown, Boveri-Parsons.

Dampfturbine System Brown, Boveri-Parsons direkt gekuppelt mit Dynamomaschine System C. E. L. Brown	Leistung in KW	Leistung in PS eff. Turbinenwelle	Dampfspannung in Atm. Ueberdruck	Dampfverbrauch in kg: bei Betrieb mit Dampf. Dampftemperatur in Grad C.	pro effektive Kilowattstunde bei Belastung 4/4	3/4	1/2	pro indizierte PS-Stunde
*Gesellschaft f. Markt- und Kühlhallen, Berlin	100	150	8,7	überhitzt 190°	12.5	13,5	—	7,1
Elektrisches Werk der Stadt Chur .	200	300	12,5	überhitzt 250°	9,59	10,03	10,77	6,2
*Werke der französischen Marine Indret	280	420	14	gesättigt	10,58	—	12,7	6,3
Norddeutscher Lloyd, Bremen	300	450	10	gesättigt	10,75	11,3	12,6	6,4
Tramway- und Elektrizitätsgeschaft Linz-Urfahr . .	300	450	9	gesättigt	10,95	—	12,6	6,5
Zellulosefabrik Villach	350	520	11,5	überhitzt 250°	9,1	9,9	11,0	5,5
*Gräfliche Berg- und Hüttenverwaltung, Antonienhütte .	400	600	7,5	gesättigt	9,88	—	12,8	5,95
*Kaiserliche Werft, Kiel	400	600	9	gesättigt	9,89	—	—	5,95
*Spinnerei Kiener & Co., Colmar . .	400	600	11	überhitzt 230°	8,9	9,6	9,95	5,35
Consolidierte Tschöpelner Braunkohlen- und Thonwerke	400	600	7,5	überhitzt 208°	9,9	10,5	12,0	5,95
Röchling'sche Eisen- und Stahlwerke, Diedenhofen . .	450	675	8	überhitzt 250°	9,0	—	—	5,4
*Eisen- und Stahlwerke Hösch bei Dortmund (schlecht. Vakuum . . .	500	750	7,5	überhitzt 228°	9,53	—	10,73	5,7
Schlieper & Baum, Elberfeld . . .	500	750	10	überhitzt 250°	8,8	9,7	10,7	5,3
*Städt. Elektrizitätswerk, Frankfurt am Main . . .	3000	4500	11	überhitzt 300°	6,7	7,09	7‘4	4,1

Die in der Tabelle enthaltenen Dampfverbrauchszahlen sind pro effektiv geleistete Kilowattstunde angegeben und sind durch einen zwischen 1,7 und 1,9 liegenden Wert (je nach der Grösse der Maschine) zu dividieren, um auf gemeinsame Basis mit den für Kolben-Dampfmaschinen üblichen Dampfverbrauchszahlen gebracht zu werden, die in der Regel nur für die indizierte Pferdekraftstunde angegeben werden. In der letzten Rubrik der Tabelle sind die der indizierten Pferdekraftstunde entsprechenden Zahlen angegeben.

Ueber die Abnahmeversuche an der im Städtischen Elektrizitätswerke Frankfurt a. M. in Betrieb befindlichen 500 PS. Dampfturbine wird in der Denkschrift, welche gelegentlich der Deutschen Städteausstellung in Dresden 1903 die Städtischen Elektrizitätswerke in Frankfurt a. M. herausgegeben haben, Folgendes berichtet:

„Der Turboalternator hat eine Länge von $16^1/_2$ m bei einer maximalen Breite und Höhe von $2^1/_2$ m.

Alle Teile der Dampfturbine sind leicht zugänglich und ein einfaches Abschrauben und Abheben der oberen Zylinderdeckel genügt, um in kurzer Zeit das ganze Innere der Turbine freizulegen.

Die Bedienung der Maschine ist sehr leicht und einfach, auch die Inbetriebsetzung derselben kann äusserst rasch geschehen; denn das Vorwärmen der Turbinenzylinder vom kalten Zustande aus erfordert nur etwa 15 Minuten.

Der Oelverbrauch ist ein äusserst geringer, indem derselbe nur von der Oelverdunstung herrührt, und kann man daher gegenüber dem Betrieb mit den Kolben-Dampfmaschinen eine bedeutende Oelersparnis erzielen.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Turbine besteht darin, dass das Kondenswasser durch Schmieröle nicht verunreinigt wird und daher auch zur Kesselspeisung direkt wieder verwendet werden kann.

Die Regulierung der Turbine ist äusserst genau und prompt. Der Dampf strömt in der Tat vom Anfange bis zum Ende der Turbine innerhalb eines Bruchteiles einer Sekunde, sodass die Wirkung der Steuerung auf das einzige Admissionsventil sich in der Maschine augenblicklich äussern kann. Die Erfahrung hat übrigens gelehrt, dass die Regulierung der Dampfturbine wesentlich günstiger ist als diejenige der Kolben-Dampfmaschinen, die bekanntlich einige Umdrehungen ausführen müssen, bis sich die Wirkung einer Steuerungsverstellung im vollen Umfange äussern kann.

Trotz der stossweise erfolgenden Dampfeinströmung ist der Ungleichförmigkeitsgrad der Turbine sehr gering und kaum messbar. Das Parallelarbeiten des Alternators mit den anderen von den Kolbenmaschinen angetriebenen Alternatoren hat in der Tat niemals Schwierigkeiten bereitet und vollzieht sich stets in vorzüglicher Weise. Dazu trägt auch die besondere Bauart des rotierenden Magnetfeldes bei, welches nach Art der Rotoren von asynchronen Motoren ausgeführt ist, eine Anordnung, welche überdies noch wesentliche Vorteile in mechanischer Hinsicht bietet.

Mit der Dampturbinenanlage wurde eine Reihe von Versuchen während des Betriebes vorgenommen, bei denen folgende Resultate als Mittelwerte erhalten wurden:

Dampfdruck vor dem Einlassventil Atm.	Temperatur des überhitzten Dampfes	Belastung in Kilowatt	Vakuum in $^0/_0$ des Barometerstandes	Dampfverbrauch in kg pro Kilowattstunde
12,63	298⁰	1945	93,2	7,20
12,8	295⁰	2518	91,8	7,09
10,6	312⁰	2995	90,0	6,70

Der vertragsmässig für die Maschine garantierte Dampfverbrauch sollte bei 12,8 Atmosphären Ueberdruck 300° C. Ueberhitzung und 2600 Kilowatt Belastung nicht mehr als 7,2 kg betragen. Aus den Ergebnissen der Versuche geht hervor, dass der garantierte Dampfverbrauch wesentlich unterschritten ist als die vollkommensten Kolben-Dampfmaschinen gleicher Grösse".

Diese Resultate wurden während des normalen Betriebes erzielt.

Zum Vergleich dieser mit Dampfturbinen erzielten Dampfverbrauchszahlen mit dem Dampfverbrauch von Kolben-Dampfmaschinen dienen folgende Zahlen, welche aus Heft 19 vom 12. Mai 1900 der „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure" entnommen sind.

Dampfverbrauchszahlen einer 3000 PS Dreifach-Expansions-Dampfmaschine der Berliner Elektrizitätswerke.

Dampftemperatur im Ventilkasten	°C	305,5	307,3	323,5
Admissionsspannung	Atm.	12,75	13.3	12,85
Gesamtleistung	PSe	2940,5	2817,3	2907,8
Gesamtleistung an den elektrischen Messinstrumenten abgelesen	PSe	2430	2357,0	2490,5
Gesamtnutzeffekt (von Dampfmaschine und Dynamo)		82,6	83,7	85,5

Dampfverbrauch pro PSi-Std. . . .	4,316	4,330	4,279
Dampfverbrauch, umgerechnet, pro Kilowatt-Std.	7,099	8,029	6,790

Obige Zahlen wurden bei den Abnahmeversuchen erzielt und entsprechen daher besonders günstigen Verhältnissen, welche im späteren regelrechten Betrieb nicht vorhanden sind.

In der Zeitschrift des „Bayerischen Revisionsvereins" werden für Schmierölverbrauch und -kosten als das Mittel für eine grosse Anzahl von Kolben-Dampfmaschinen folgende Zahlen für die Pferdekraft und Stunde angegeben:

Leistung in PS der Kolben-Dampfmaschine	Schmierölverbrauch für die PS und Stunde	
	Gewicht in gr.	Kosten in Pfg.
Zweizylinder 100—500 PS. . . .	2,2	0,102
Dreizylinder 400—1500 PS . . .	1,9	0,095

Die Angaben in den Tabellen schwanken innerhalb folgender Grenzen:

Leistung in PS der Kolben-Dampfmaschine	Schmierölverbrauch für die PS und Stunde			
	höchster Verbrauch		niedrigster Verbranch	
	Gewicht in gr	Kosten in Pfg.	Gewicht in gr	Kosten in Pfg.
Zweizylinder 100—500 PS .	4,49	0,161	1,32	0,049
Dreizylinder 400—1500 PS .	3,00	0,167	0,66	0,041

Nach eingehenden Messungen beträgt der Oelverbrauch für Parsons-Dampfturbinen zwischen 100 und 1500 PS Leistung 0,3 bis 0,1 gr pro PS und Stunde, ist also erheblich kleiner als wie derjenige bei den Kolben-Dampfmaschinen.

Wichtig ist bei der Parsonsturbine die Möglichkeit einer schnellen Steigerung der Leistung. In manchen Betrieben, besonders in Elektrizitätswerken, tritt ja der Fall ein, dass der Energiebedarf unerwartet rasch steigt, so dass die Inbetriebnahme einer weiteren Maschine nicht schnell genug vorgenommen werden kann. In solchen Fällen sind mehr oder weniger grosse Betriebsstörungen schwer zu vermeiden, wenn nicht die übrigen Maschinen des Werkes die plötzliche Mehrbelastung anstandslos übernehmen können. Zu diesem Zwecke besitzt die Parsons-Dampfturbine ein Umlaufventil, den sogenannten Bypass. Sobald dieses Ventil

geöffnet ist, was in kürzester Zeit erfolgen kann, umgeht der Frischdampf gewissermassen die erste Gruppe der kleinsten Schaufelkränze und tritt direkt in die spätere zweite Gruppe der grösseren Schaufelkränze ein (siehe Fig. 200), welche ihm eine wesentlich grössere Druckfläche entgegenstellen. Der jetzt mit dem vollen Admissionsdruck auf die vergrösserte Druckfläche arbeitende Dampf bewirkt sofort eine bedeutende Steigerung der Leistung, welche es ermöglicht, dem gesteigerten Bedarf gerecht zu werden, bis die Störung behoben bezw. eine weitere Maschine zugeschaltet ist.

Diese Möglichkeit einer schnellen Steigerung der Leistung ist ferner von grossem Werte, wenn der Kondensator während des Betriebes plötzlich versagt und hierdurch, wie bei einer Kolben-Dampfmaschine, die Leistung der Turbine sinkt. In diesem Fall kann die Turbine durch einfaches Oeffnen des Bypasses sofort wieder auf ihre normale Leistung gebracht werden.

Bei geöffnetem Bypass ist natürlich die Arbeitsweise der Turbine weniger günstig als im normalen Betrieb, bedingt also einen etwas grösseren Dampfverbrauch. Da es sich hier jedoch nur um Ausnahmefälle handelt, so ist dies nicht von Bedeutung.

Die Gesamtzahl der in Betrieb befindlichen Parsons-Dampfturbinen ist bereits eine recht stattliche, wie aus nachstehender Zusammenstellung hervorgeht.

Zusammenstellung der bis zum 25. Oktober 1903 bestellten Dampfturbinen System Brown, Boveri-Parsons.

In dem Zeitabschnitt	Anzahl der Turbinen-anlagen	Anzahl der Turbinen	Gesamt-leistung der Turbinen	Leistung der grösten Turbine
1900 bis 1902	31	37	29 810 PS	5000 PS
1. Janur 1903 bis 20. März 1903 . . .	10	14	12 630 PS	2250 PS
20. März 1903 bis 1. Juni 1903	13	19	51 540 PS	8000 PS
Schiffsturbinen für die Kaiserlich Deutsche Marine	2	6	15 000 PS	—
1 Juni 1903 bis 15. August 1903 . . .	11	13	10 210 PS	3500 PS
16. August 1903, Chemin de fer Métropolitain, Paris	1	5	29 500 PS	8000 PS
17. August 1903 bis 25. Oktober 1903 .	6	8	6 870 PS	3000 PS
Gesamtbestellung bis 25. Oktober 1903	74	102	125 610 PS	

In obiger Zusammenstellung sind die von der Firma Parsons & Cie. gelieferten Dampfturbinen, welche heute eine Gesamtleistung von ca. 500 000 PS inkl. Schiffsturbinen umfassen, nicht eingeschlossen.

Schlussbemerkung.

Ausser den zahlreichen Versuchen mit der Lavalturbine in dem X. Kapitel und den in diesem Kapitel angeführten Versuchen mit der Parsonsturbine sind mir, abgesehen von den im nächsten Kapitel zu besprechenden Versuchen mit überhitztem Dampf, noch die von Riedler in seinem o. a. Vortrage erwähnten Leistungen der Curtisturbine und der Riedler-Stumpf-Turbine bekannt geworden. Ich füge diese Zahlen zur Ergänzung der obigen Angaben hier zum Schluss an.

Die Curtisturbine der General Electric Co. von 600 KW. verbrauchte bei $9^1/_2$ Atm. Dampfspannung bei Sättigungstemperatur, 1500 Umdrehungen und 0,0725 Atm. Kondensatorspannung pro Kilowatt-Stunde 8,7 kg Dampf, die Riedler-Stumpf-Turbine der Berliner Elektrizitätswerke, Zentrale Moabit, von 1365 KW bezw. 1917 PS verbrauchte bei 9 Atm. bezw. 12 Atm. Dampfspannung, bei 294,5° bezw. 300° Dampftemperatur, 3000 bezw. 3800 Umdrehungen und 0,14 Atm. bezw. 0,0855 Atm. Kondensatorspannung pro Kilowatt-Stunde 8,89 bezw. 7,9 kg Dampf.

Ausserdem sind noch nachstehende Versuche an einer Rateauturbine ermittelt worden.

Versuche von der Maschinenfabrik Oerlikon und von Sautter, Harlé & Co. mit einer Rateauturbine von 1000 bezw. 500 KW.

(Nach Stodola, Die Dampfturbinen)

Leistung KW	Druck in kg/qcm abs			Temperatur vor dem 1. Leitrade	Dampfverbrauch pro KW-st		$\eta = \frac{Do}{Del}$
	im Kessel	vor dem 1. Leitrade	im Kondensator	°C	Del. beob. kg	Do. berechn. kg	
194	13,1	2,14	0,078	148	14,5	7,36	0,504
525	10,9	4,06	0,083	155	11,4	6,22	0,552
659	11,3	5,99	0,140	162	10,8	6,31	0,583
871	12,7	7,89	0.212	175	11,2	6,48	0,578
1024	12,6	8,19	0,171	176	9,97	6,05	0,607
PSel		vor der Turbine		Uml /min.		PSe-st	
512,2	12,0	9,6	0,115	2050	9,62	7,17	
526,5	12,0	9,6	0,115	2213	9,69	7,00	
536	12,0	9,6	0,115	2420	9,21	6,95	
520	16	9,6	0,115	2025	9,48	7,05	
537	16	9,6	0,115	2259	9,19	6,83	
545,3	16	9,6	0,115	2429	9,01	6,72	
606,4	16	11,0	0,128	2011	9,48	7,05	
626,5	16		0,128	2225	9,16	6,81	
643,9	16		0,128	2429	8,89	6,61	

XV. KAPITEL.

Versuche mit Heissdampfturbinen von Ernst Lewicki.

Ueber die Anwendung hoher Ueberhitzung beim Betriebe von Dampfturbinen hat Herr Prof. Ernst Lewicki auf grund vergleichender Versuche, welche derselbe im Maschinenlaboratorium A der Techn. Hochschule Dresden ausgeführt hat, in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure in No. 13—15 des Jahrg. 1903 eine in experimenteller wie auch in theoretischer Hinsicht hochwichtige Arbeit veröffentlicht, welche ich mit Genehmigung des Verfassers benutze und zwar, soweit es der mir noch verfügbare Raum gestattet, wörtlich wiedergebe.

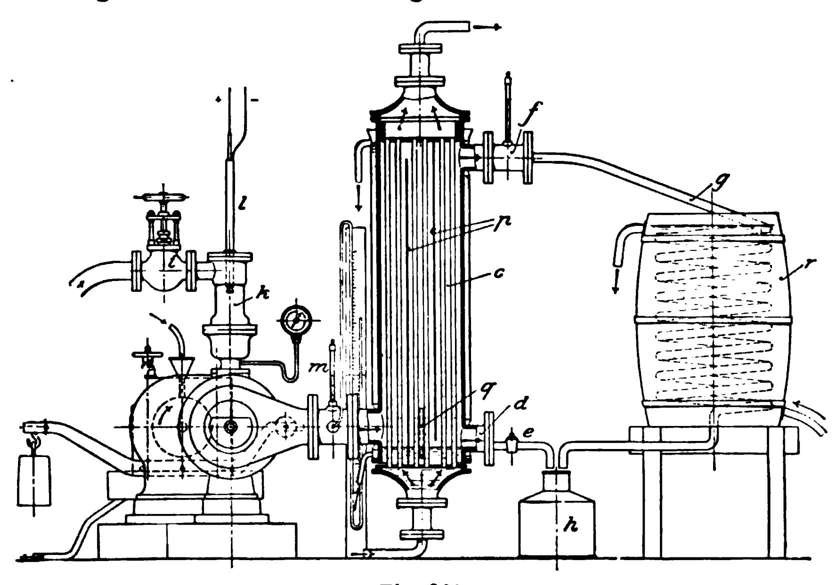


Fig. 361.

Die Versuchseinrichtung ist in Fig. 361 in senkrechtem Schnitt dargestellt; dagegen zeigen die Fig. 362 bis 369 die Einzelheiten der Versuchsturbine, einer von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln gelieferten de Lavalturbine, welche bei 2000 Uml./min. am Vorgelege, entsprechend 20000 der Turbinenwelle, und bei 6 kg/qcm Dampfüberdruck ohne Kondensation normal 30 PS_e leistet. Die Dampfturbine trug auf ihrer Vorgelegscheibe einen gleich von der Maschinenfabrik mitgelieferten Prony'schen Zaum.

In Fig. 361 sind Dampfeinströmung und Dampfausströmung bei der Turbine durch Pfeile gekennzeichnet. Zur Messung des verbrauchten Dampfes, der bei den Vorversuchen aus einem stehenden Schmidt'schen Heissdampfkessel, bei den Hauptver-

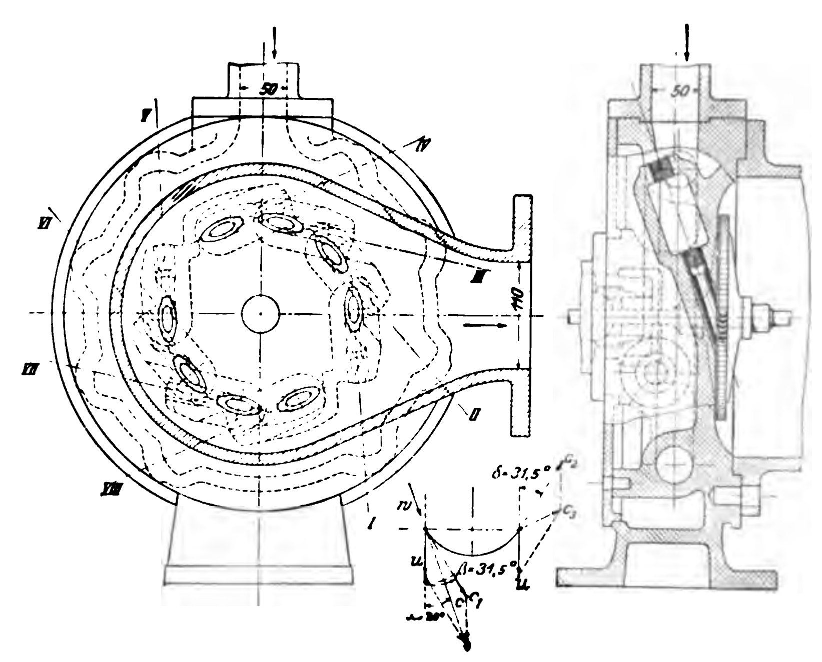


Fig. 362 u. 363.

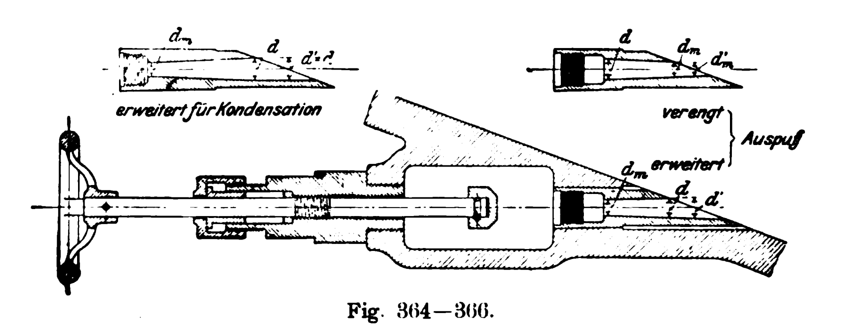


Fig. 364—366.

suchen aus einem mit Ueberhitzer versehenen Flammrohrkessel entnommen wurde, diente ein als Oberflächenkondensator benutzter Mattick'scher Röhrenvorwärmer *c* von 10 qm Röhrenoberfläche und 1,4 qm Mantelfläche, der bei den Versuchen mit Auspuffbetrieb als „atmosphärischer Kondensator" wirkte.

Das Kühlwasser fliesst durch die dampfumspülten Rohre und ausserdem durch den äusseren Mantelraum, während der Dampf durch die zwischen die Röhren eingesetzten Messingbleche *p* gezwungen wird, einen möglichst langen Weg zurückzulegen. Das Kondensat sammelt sich am Boden des vom Mantel und Rohrboden gebildeten Raumes und fliesst hier durch einen Seitenstutzen *d*, der durch einen Hahn *e* absperrbar ist, nach dem Messhahn *k* ab. Im Beharrungszustande steht also der Wasser-

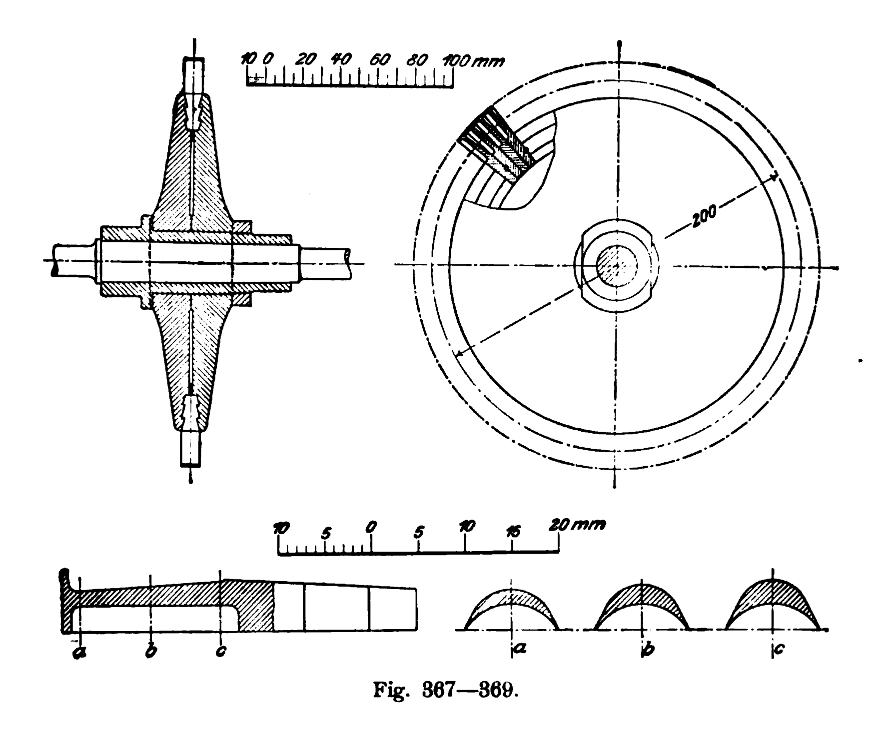


Fig. 367—369.

spiegel im Innern dieses Kondensators in stets gleicher Höhe, was durch ein Wasserstandsglas *q* überwacht werden kann. Zur Abführung von Luft sowie des etwa noch nicht kondensierten Dampfes dient ein oberer Austrittsstutzen *f*, welcher nach einer durch ein Kühlfass *r* geleiteten Kühlschlange aus Bleirohr *g* führt. Das hier noch gebildete Kondensat fliest ebenfalls in das Messgefäss *h* (Eimer oder Messflasche). Die Druck- und Temperaturmessungen wurden mit den besten geaichten Messinstrumenten ausgeführt. Die Wasserkühlung beim Bremsmessapparat wurde so eingestellt, dass grössere Erwärmung als 30 bis 40° C. an der Bremse nicht mehr auftrat.

Die Abmessungen der benutzten Düsen sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Abmessung der Düsen (bei Zimmertemperatur)

No.	Baustoff	erweiterte Düse $\frac{p_{\prime}}{p}$						No.	Baustoff	verengte Düsen		
		dm mm	d mm	d' mm	$\frac{d}{dm}$	gesätt.	übersättigt			d mm	dm mm	d' mm
1	Rotguss	8,40	11,35	11,35	1,351	6,44	8,42	2	Rotguss	10,40	8,50	8,50
4	„	8,00	11,20	11,30	1,40	7,40	9,57	5	„	10,70	8,18	8,18
6	„	11,74	14,05	14,75	1,197	4,48	5,37	7	„	13,96	12,20	12,16
3	Stahl	8,32	10,30	11,30	1,238	5,03	6,14	2a	Stahl	10,25	8,45	8,60
8	„	8,30	10,30	11,30	1.241	5,04	6,22	3a	„	—	11,70	—
1a	„	8,30	9,40	10,00	1,133	3,62	4,30	5a	„	10,44	8,45	8,60
4a	„	8,25	9,40	10,00	1,130	3,67	4,35	7a	„	10,08	12,37	11,50
6a	„	11,67	13,68	15,43	1,172	4,12	4,96	8a	„	—	10,00	—
2b	„	7,00	11,52	11,52	1,646	11,86	16,18					
5b	„	7,05	11,54	11,54	1,637	11,68	15,86					
7b	„	6,95	11,50	11,50	1,655	12,04	16,35					

Die zur Beurteilung der Versuchsergebnisse gehörenden theoretischen Beziehungen und die zur Ermittelung der Wirkungsgrade dienenden Rechnungsgrundlagen sollen im vierten Teile gebracht werden, so dass ich hier sogleich die von Lewicki gefundenen Versuchsergebnisse anschliessen kann. Da diese Ergebnisse im theoretischen Teil zur Prüfung bezw. zur Entscheidung rein theoretischer Streitfragen dienen sollen, so lasse ich sämtliche Versuchstafeln, zum Teil gekürzt, hier folgen:

Zahlentafel 1.

Druckmessungen an Dampfstrahlen bei verschiedenen Düsen, Dampfdrücken und Temperaturen.

a) Konvergente Düse. $d_m = 6{,}02$ mm kalt, 6,03 mm warm, $F_m = 28{,}56$ qmm, Barometerstand $b = 746{,}7$ mm Q.S., Luftdruck $p_b = 1{,}015$ kg/qcm, Ueberdruck vor der Turbine $p_u = 5{,}95$ kg/qcm, $p_1 = 6{,}965$ kg/qcm.

Nr. 1 des Versuches	Belastung der Wage g	Abstand der Platte vom Düsenende mm	Dampftemp. t_1 vor der Düse ° C	Druck P des Strahles kg[1])	Dampfmenge G i. d. Sek. kg	Dampfgeschwindigkeit w beobachtet m	Dampfgeschwindigkeit w berechnet m
1	1860	25	205	2,160	0,02821	751	821
2	1820	11	220	2,114	0,02772	748	830
3	1760	5	222	2,044	0,02766	725	831
4	1840	17	223	2,137	0,02763	758	831
5	1830	15	224	2,125	0,02758	756	832
6	1745	20	226	2,143	0,02754	766	833
7	1859	25	227	2,149	0,02750	767	834
8	1850	30	227	2,149	0,02750	767	834
9	1860	40	227,5	2,160	0,02748	771	834
10	1860	34,5	228	2,160	0,02746	772	834
11	1860	45	229	2,160	0,02744	772	835
12	1860	51	230	2,160	0,02740	773	835
13	1889	60	232	2,183	0,02735	783	836
14	1920	75	232	2,230	0,02735	800	836
15	1920	75	220	2,230	0,02772	789	830
16	1945	84	228,5	2,259	0,02746	807	835
17	1950	95	231	2,265	0,02748	809	836
18	1945	104	231	2,259	0,02748	807	836
19	1945	114	232	2,259	0,02735	810	836
20	1940	127	228	2,253	0,02746	805	834
21	1920	147	232	2,230	0,02735	800	836

b) Divergente Düse. $d_m = 6{,}05$ mm kalt, 6,06 warm, $d = 7{,}75$ mm, $F_m = 28{,}84$ qmm, $p_1 = 6{,}965$ kg/qcm.

1	2020	60	176	2,346	0,02985	771	808
2	2040	85	175	2,369	0,02990	778	807
3	2050	101	171	2,381	0,03004	778	806
4	2040	122	171	2,369	0,03004	774	806
5	2050	145	168	2,381	0,03016	775	804
6	2050	165	168	2,381	0,03016	775	804
7	2050	181	168	2,381	0,03016	775	804
8	2050	210	167,5	2,381	0,03018	774	804
9	2040	224	167	2,369	0,03020	779	804
10	1988	50	166	2,299	0,03022	746	803
11	1980	40	168	2,299	0.03016	747	804
12	2030	152	167	2,358	0,03020	766	804
13	2030	152	163	2,358	0,02998	772	807
14	2030	152	176,5	2,358	0,02983	776	808
15	2020	152	170	2,346	0,02971	775	810

[1]) Hebelverhältnis der Wage überall 1,161 : 1.

Nr. des Versuches	Belastung der Wage g	Abstand der Platte vom Düsenende mm	Dampftemp. t_1 vor der Düse °C	Druck P des Strahles kg	Dampfmenge G i. d. Sek. kg	Dampfgeschwindigkeit w beobachtet m	Dampfgeschwindigkeit w berechnet m
16	2025	152	183	2,346	0,02960	780	811
17	2020	152	187	2,346	0,02948	781	812
18	2020	152	190	2,346	0,02937	784	813
19	2020	152	197	2,346	0,02911	791	816
20	2000	152	201	2,323	0,02898	787	819
21	2000	152	203	2,323	0,02891	788	820
22	2000	152	208	2,323	0,02871	794	823
23	2000	152	212	2,323	0,02857	798	825
24	1990	152	216	2,311	0,02841	798	827
25	1980	152	219	2,299	0,02832	796	830
26	1980	152	221	2,299	0,02824	799	831
27	1980	152	227	2,299	0,02806	804	834
28	1980	152	230	2,299	0,02796	807	835
29	1980	152	232	2,299	0,02790	808	836
c) Divergente Düse abgedreht.							
$d_m = 5{,}94$ mm, $F_m = 27{,}71$ qmm, $p_1 = 6{,}965$ kg/qcm.							
1	1880	150	gesätt. 164	2,183	0,02776	771	804
2	1915	120	164	2,224	0,02776	786	804
3	1915	105	164	2,224	0,02775	786	804
4	1890	90	164	2,195	0,02776	775	804
5	1920	103	164	2,230	0,02776	788	804
6	1920	104	164	2,230	0,02776	788	804
7	1920	104	169	2,230	0,02922	748	804
8	1920	104	178	2,230	0,02892	757	808
9	1920	104	199	2,230	0,02819	776	817
10	1920	104	205	2,230	0,02793	784	821
11	1920	104	210	2,230	0,02779	787	823
12	1920	104	215	2,230	0,02761	792	827
13	1910	104	218	2,230	0,02753	795	829
14	1900	104	225	2,207	0,02729	793	832
15	1880	104	227	2,183	0 02723	787	834
16	1880	104	230	2,183	0,02713	789	835
d) Versuche bei anderen Dampfdrücken.							
Divergente Düse.							
p_1							
7,565	2230	152	193	2,590	0,03178	800	830
6,375	1810	152	195	2,102	0,02655	799	799
Divergente Düse abgedreht.							
7,565	2100	104	gesättigt	2,439	0,03008	795	819
6,375	1730	104	„	2,009	0,02548	778	784

Zahlentafel 2.

Leerlaufversuche.

a) Das Turbinenrad lief in Luft.

1) bei atm. Druck mit Stopfbüchsenpackung, *t* ∾ 30° C

Umlaufzahl *n*[1])	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
2000	6,83	4,55
1762	5,30	3,33
1565	4,11	2,51
1268	2,39	—
1150	1,99	—

2) bei atm. Druck ohne Stopfbüchsenpackung, t = 104° C

Umlaufzahl *n*	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
2000	6,61	4,83

3) bei Vakuum mit Stopfbüchsenpackung, *t* ∾ 30° C

absol. Druck kg/qcm	Umlauf-Zahl *n*	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
0,895	2000	6,60	4,42

b) Das Turbinenrad lief in gesättigtem Dampf.

1) bei atm. Druck mit Stopfbüchsenpackung

Umlaufzahl *n*	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
2000	5,53	3,26
1766	4,22	2,25
1533	2,96	1,40
1485	2,85	1,34
1320	2,38	—
1162	1,74	—

2) bei atm. Druck ohne Stopfbüchsenpackung

Umlaufzahl *n*	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
2000	5,41	3,13

3) bei Vakuum mit Stopfbüchsenpackung, *n* = 2000

absol. Druck kg/qcm	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
0,738	5,00	2,73
0,602	4,35	2,08
0,453	3,95	1,68
0,400	3,78	1,51

c) Das Turbinenrad lief in überhitztem Dampf.

1) bei atm. Druck mit Stopfbüchsenpackung, *n* = 2000

Temperatur *t* im Auspuff ° C	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
105	5,34	3,06
123	5,09	2,81
208	4,64	2,36
239	4,61	2,33
248	4,31	2,03
277	4,29	2,01
291	4,18	1,90
301	4,14	1,86

2) bei Vakuum mit Stopfbüchsenpackung, *n* = 2000

absol. Druck kg/qcm	Temperatur *t* im Auspuff ° C	gesamte Leerlaufarbeit PS	Radwiderstand PS
0,399	126	3,23	0,95
0,379	146	3,19	0,91
0,400	239	3,17	0,89
0,400	254	3,10	0,82
0,396	294	2,89	0,61
0,379	310	2,87	0,59
0,672	308	3,37	1,09

[1]) Die Umlaufzahlen beziehen sich auf das Vorgelege; die Turbinenwelle lief also mit der 10fachen Umlaufzahl.

d) ohne Turbinenrad mit Stopfbüchsenpackung

Umlaufzahl n	gesamte Leerlaufarbeit PS
2188	2,69
2001	2,26
1997	2,33
1778	1,97
1441	1,45

c) ohne Turbinenrad und Radwelle

Umlaufzahl n	gesamte Leerlaufarbeit PS
2017	1,69
2007	1,56
1975	1,67
	Mittelwert für $n = 2000$ beträgt 1,63 PS

Zahlentafel 3.

Leistungsversuche bei wechselnder Umlaufzahl und gesättigtem Dampf, mit 2 Düsen.

1) erweitert. Düse No. 1 und 4.

Umlaufzahl n	Bremsbelastung P kg	nP
I. für 4 kg/qcm absol. Druck		
1949	2	3898
1828	2,5	4570
1623	3,5	5681
1514	4	6056
1406	4,5	6327
1299	5	6495
1174	5,5	6457
1031	6	6186
II. für 5 kg/qcm absol. Druck		
2020	4,5	9090
1842	5,5	10131
1749	6	10494
1653	6,5	10745
1571	7	10997
1451	7,5	10882
1329	8	10632
III. für 6 kg/qcm absol. Druck		
2304	6	13824
2163	7	15141
2014	8	16112
1841	9	16569
1729	9,5	16426
1636	10	16360
IV. für 7 kg/qcm absol. Druck		
2110	10,5	22155
2018	11	22198
1924	11,5	22126
1840	12	22080

2) verengt. Düse Nr. 2 und 5

Umlaufzahl n	Bremsbelastung P kg	nP
I. für 4 kg/qcm absol. Druck		
1886	3	5658
1806	3,5	6321
1690	4	6760
1558	4,5	7011
1391	5	6955
II. für 5 kg/qcm absol. Druck		
2258	4	9032
2110	4,5	9045
1992	5	9960
1860	5,5	10230
1749	6	10494
1630	6,5	10595
1474	7	10318
1340	7,5	10050
III. für 6 kg/qcm absol. Druck		
2176	6	13056
2022	7	14154
1904	7,5	14280
1812	8	14496
1681	8,5	14288
1543	9	13887
IV. für 7 kg/qcm absol. Druck		
2175	8	17400
2040	9	18360
1936	9,5	18392
1900	9,7	18430
1811	10,2	18472
1635	11,4	16985
1415	12	17980

Zahlentafel 4.

Leistungsversuche bei wechselnder Umlaufzahl, überhitztem Dampf und Vakuum.

2 erweiterte Düsen Nr. 2b und 5b.

$p_1 = 6{,}977$ kg/qcm, $d_{m_2 b} = 7{,}01$ mm; $d_{m_5 b} = 7{,}06$ mm.

Temperaturen Eintritt t_1 °C	Temperaturen Austritt t °C	Vakuum kg/qcm absol.	Umlaufzahl n	Bremsbelastung P kg	Produkt nP
426	245	0,320	2247	12,0	26 964
426	243	0,315	2150	12,1	26 015
425	246	0,320	2100	12,2	25 620
424	246	0,332	2053	12,3	25 252
422	246	0,329	2026	12,4	25 122
423	248	0,332	1952	12,5	24 595
422	250	0,360	1897	12,7	24 092

Zahlentafel 5.

2 Versuche bei steigender Umlaufzahl. Auspuff, überhitzter Dampf, 2 erweiterte Düsen Nr. 3 und 8.

	$d_{m_3} = 8{,}33$ mm		$F_{m_3} = 54{,}5$ qmm		$d_{m_8} = 8{,}31$ mm		$F_{m_8} = 54{,}3$ qmm	
	1. Versuch am 17. April 1901, $b = 746{,}7$ mm, $p_b = 1{,}015$ kg, $p_u = 5{,}95$ kg				2. Versuch am 4. Oktober 1901, $b = 754{,}6$ mm, $p_b = 1{,}026$ kg, $p_n = 5{,}95$ kg			
	$p_1 = 6{,}965$ kg/qcm		ständlicher Dampfverbrauch $G_h = 336$ kg berechnet		$p_1 = 6{,}976$ kg/qcm		ständlicher Dampfverbrauch $G_h = 349$ kg berechnet	
t_1 . . . . °C	366	369	364	363	323	315	324	325
t . . . . „	280	266	248	234	249	224	211	208
t'' . . . . „	302	271	237	214	265	223	200	186
t' . . . . „	122	123	121	119	100	100	100	100
x					0,996	0,992	0,997	0,998
$t-t'$ . . . . „	158	139	127	115	149	124	111	108
t_1-t . . . . „	86	107	116	129	74	91	113	122
t_1-t' . . . . „	244	246	243	244	223	215	224	225
n	601	1,182	1,790	2,354	542	1,174	1,828	2,303
u . . . . m/sk	62,9	123,8	187,4	246,5	56,7	122,9	191,4	241,1
P . . . . kg	19,5	17,5	15	13	19	17	15	13
P_n	11,720	20,685	26,850	30,602	10,298	19,958	27,420	29,939
N_e . . . . . . PS	9,69	17,10	22,19	25,30	8,51	16,50	22,67	24,75
D_e . . . . kg	34,7	19,6	15,1	13,3	41,01	21,15	15,39	14,10
H_d . . . . mkg	44,820	45,070	44,470	44,650	41 550	40,920	41,550	41,550
H_i . . . . „	12,680	16,112	18,990	21,410	10,180	13,780	18,230	19,930
N_d . . . . PS	55,8	56,1	55,7	55,6	53,71	52,89	53,71	53,71
$N_{i'}$ . . . . „	15,8	20,1	23,6	26,6	13,16	17,81	23,56	25,76
N_i . . . . „	0,23	1,42	4,43	5,77	0,23	1,40	3,54	5,56
N_z . . . . „	0,05	0,18	0,36	0,54	0,04	0,17	0,37	0,52
$(N_e + N_1 + N_z) = N_i$ „	0,97	18,70	25,98	31,61	8,78	18,07	26,58	30,83
ηi	0,179	0,333	0,466	0,569	,163	0,342	0,495	0,574
ηm	0,971	0,914	0,854	0,800	0,969	0,913	0,853	0,803
$\eta = \eta i \; \eta m$	0,174	0,304	0,398	0,455	0,158	—	—	0,461

Zahlentafel 6.

2 Versuche mit 8 erweiterten Düsen bei ∞ 7 kg/qcm absolutem Druck.

d_{m_1} = 8,41 mm	d_{m_6} = 11,75 mm	d_{m_8} = 8,31 mm	F_{m_1} = 55,5 qmm	F_{m_6} = 109,5 qmm	F_{m_8} = 54,3 qmm
d_{m_4} = 8,01 „	d_{m_3} = 8,33 „	$d_{m_{6a}}$ = 11,69 „	F_{m_4} = 40,4 „	F_{m_3} = 54,5 „	$F_{m_{6a}}$ = 107,8 „

		Düsen Nr 1, 4 u. 6 gesätt. Dampf	Düsen Nr überhitzt Dampf 3. April 1901
b	mm Q S	749,3	757 2
p_b	kg/qcm	1,019	1,030
p_u	„	5,95	5,95
p_1	„	6,969	6,980
t_1	°C	—	499,6
t	„	—	343
t'	„	—	205.8
$t-t'$	„	—	137,2
t_1-t	„	—	156,6
t_1-t_1	„		203.8
n		2014	209.6
u	m/sk	210,9	219,5
P	kg	26,0	30.0
N_e	PS	44,10	51,94
G_h	kg	780	597
D_e	„	17,69	11,49
$\frac{G}{F_m}$ beob.		1011	767
$\frac{G}{F_m}$ ber.		1003	773
$\frac{G}{F_m}$ Quotient		1,008	0,992
λ_1	WE	656,47	817 62
$\frac{Q_1}{N_e}$	„	11,611	9,398

		Düsen Nr. 1, 4 u. 6 gesätt. Dampf	Düsen Nr. überhitzt. Dampf 1. April 1901
$\frac{Q}{N_e}$	WE	—	8, 66 3 735
$\frac{Q_1-Q}{N_e}$	„	—	1,143
$\frac{Q_r}{N_e}$	„	—	2,213
Q_g	„	—	
in vH		—	19,1
Q_g'	„	—	3,555
in vH		—	30,6
H_d	mkg	33,175	55.80
H_i	„	—	27,132
N_d	PS	95,82	121.79
N_i'	„	—	59,99
N_l	„	5,53	2,93
N_x	„	0,79	0,93
N_i	„	50,49	55,80
η_{te}	vH	5,49	6,78
η_{te} reg.	„	—	7,91
η_i		0,526	0.458
η_m		0,785	0,931

Zahlentafel 7. Leistungsversuche bei steigender Temperatur. Auspuff, 2 erweiterte Düsen.

d_{m_3} = 8,33 mm d_{m_8} = 8,31 mm F_{m_3} = 54,5 qmm F_{m_8} = 54,3 qmm

		Versuch v. 25. Sept. 1901; Düsen 1 u. 4 p_1 = 6,969	Versuch vom 3. April 1902: Düsen 3 u. 8: b = 757,3 mm p_u = 5,95 kg/qcm p_b = 1,030 kg/qcm p_1 = 6,980 kg/qcm							
t_1	°C	163,9	239,5	276,5	326,5	384,2	423,5	440	456 0	460,1
t	„	100	114,5	142,0	181,5	239,7	272	286	302	309,2
t'	„	100	99,9	99,9	99,9	434,3	158,7	168,9	178,8	181,4
$t-t'$	„	0	14,6	42,1	81,6	105,4	113,3	117,1	123,2	127,8
t_1-t	„	63,9	125 0	134,5	145,0	144,5	151,5	154,0	154,0	150,9
t_1-t'	„	63,9	139,6	176,6	226,6	249,9	264,8	271,1	277,2	278,7
n		2032	1981	2011	1998	1978	2017	1977	1966	2005
u	m/sk	212,8	207,4	210,6	209,2	207,1	211,2	207,0	205,8	209,9
P	kg	11,2	13,2	13,5	13,9	14,4	14,5	14 7	14,8	14,8
N_e	PS	19,4	21,62	22,45	22,96	24,55	24,18	24 02	24,05	24,53
G_h	kg	387	380	365	348	331	320	316	313	312
D_e	„	20,17	17,58	16,26	15,16	14,06	13,23	13,16	13,01	12,72
$\frac{G}{F_m}$			971	933	889	845	818	808	798	796
λ_1	WE	656,5	692,8	710,5	734,5	762,2	781,1	789,0	796,7	798,7
λ	„	—	644,4	657,2	676,0	704,3	719,5	726,0	733,8	737,4
$\frac{Q_1}{N_e}$	„	13289	12177	11552	11133	10713	10773	10380	10369	10150
$\frac{Q}{N_e}$	„	—	11326	10685	10246	9899	9522	9554	9550	9379
$\frac{Q_1-Q}{N_e}$	„	—	851	867	887	814	815	826	819	780
$\frac{Q_r}{N_e}$	„	0	122	328	593	943	10,92	11,75	12,61	12,77
Q_g	„	—	1062	16,87	2,106	25,25	29,02	28,59	28,70	30,80
„ in vH		—	8,02	12,74	1,591	19,08	21,92	21,60	21,68	23,26
Q_g	WE	—	11,84	20,15	2,699	34,69	39,34	40 34	41,31	43,57
„ in vH		—	8,94	15,22	20,39	26,30	30 17	30,47	31,20	32,91
H_d	mkg	33170	35830	38050	41550	46110	49080	50350	51520	51940
H_i	„	—	20,500	22,510	24,590	24,630	26 030	25,500	26,500	26,080
N_d	PS	46,80	50,43	51,44	53,55	56 53	58,17	58,93	59,73	60,02
N_r	„	—	28,85	30,43	31,69	30,19	30,85	31,01	30,72	30,14
N_l	„	5,53	4,26	4,04	3,79	3,46	3 29	3,22	3,14	3,10
N_z	„	0,35	0,39	0,40	0,41	0,42	0,44	0,43	0,43	0,44
N_i	„	25,02	26,27	26,89	27,16	28,43	27,91	27,67	27,62	28,07
η_{te}	vH	4,81	5,23	5,51	5,72	5,95	6,16	6,14	6,14	6,27
η_{te} reg		—	5,28	5,68	6,04	6,52	6,89	6,92	6,99	7,17
η_i		0,535	0,521	0,523	0,507	0,508	0,480	0,470	0,462	0,468
η_m		0,765	0,823	0,835	0,845	0,823	0,866	0,868	0,871	0,873

Zahlentafel 8. — Regenerierversuche.

ausgeführte Wärmemenge					zurückgewonnene Wärmemenge			Ergebenisse					
Wärmemengen				Summe	Wasser-Wärmemengen			Differenzen der		Wärmedurchgang			
pro kg		pro st								pro qm und st		pro qm und st und 1° Temp.-Untersch.	
Abdampf	Kondensat	Abdampf	Kondensat		beobachtet	pro kg.	pro st	Wasser- und ber. Dampfmengen	Wärmemengen in Spalte 5 u. 8	Mantel 1,4 qm	Rohre 10 qm	Mantel	Rohre
WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	kg/st	WE	WE	WE	WE	WE
I. Wasser vorgewärmt durch Mantel und Rohre.													
Versuch am 25. Mai 901. $b = 760$ mm, $p_b = 1{,}033$ kg/cm, 2 verengte Düsen Nr. 2 und 5.													
106	519	30 846	14 013	44 849	339	123	41 697	+ 48	— 3162	20 091	1356	97,5	9,4
107	518	31 351	9 324	40 675	273	122	33 306	— 20	— 7369	16 380	1036	79,5	7,2
Versuch am 4. Juni 1901. $b = 757{,}9$ mm, $p_b = 1{,}030$ kg/qcm, 2 erweiterte Düsen Nr. 1 und 4.													
77	512	19 942	17 715	36 657	260	122	31 720	+ 14	— 4937	15 786	962	101,2	9,3
87	516	21 055	14 345	35 399	231	124	28 644	— 11	— 6755	13 860	901	97,7	7,6
II. Wasser vorgewärmt durch Rohre.													
Versuch am 9 Juli 1901. $b = 746$ mm, $p_b = 1{,}014$ kg/qcm, 2 erweiterte Düsen Nr. 1 und 4.													
30,2	504	5889	12 398	18 287	189	94	17 766	— 6	— 521	—	1777	—	22,8
Versuch am 10. Juli 1901. $b = 746{,}3$ mm, $p_b = 1{,}015$ kg/qcm, 3 erweiterte Düsen Nr. 1, 4 und 6.													
34,6	507	12 421	22 308	34 729	340	102	34 680	— 19	— 49	—	3468	—	40,3
Versuch am 18. Juli 1801. $b = 757{,}8$ mm, $p_b = 1\,030$ kg/qcm, 2 verengte Düsen Nr. 2a und 8a.													
24,0	5,12	5880	16 998	22 878	247	92	22 724	+ 2	— 154	—	2272	—	31,16
III Wasser vorgewärmt und verdampft durch Rohre.													
Versuch am 10. Juli 1901. $b = 746{,}3$ mm, $p_b = 1{,}015$ kg/qcm, 2 erweiterte Düsen Nr. 1 und 4.													
77,8	516	18 361	14 706	33 067	242	—	33 068	+ 6	+ 1	—	3307	—	22,0
					226	102	23 052						
					13	626	10 016						
IV. Wasser verdampft durch Rohre.													
Versuch am 13. Juli 1901. $b = 755$ mm, $p_b = 1{,}027$ kg/qcm, 2 erweiterte Düsen Nr. 1 nnd 4.													
58,8	0	12 910	0	12 912	16,6	530	8798	—	— 4114	—	880	—	11,1
Versuch am 17. Juli 1901. $b = 758$ mm, $p_b = 1{,}031$ kg/qcm, 2 erweiterte Düsen Nr. 1 und 4.													
67,7	0	16 722	0	16 722	23,6	524	12 366	—	— 4356	—	1237	—	13,4
66,7	0	16 008	0	16 008	23,3	528	12 302	—	— 3706	—	1230	—	12,7

Eintrittsdruck überall 7 kg abs		halbe Beaufschlagung		volle Beaufschlagung	
		gesättigter Dampf	überhitzter Dampf	gesättigter Dampf	überhitzter Dampf
Dampftemperatur	°C	164	460	164	500
Bremsleistung	PSe	21,4	24,5	44,1	51,9
Dampfverbrauch für 1 PSe-st	kg	21,6	14,1	17,7	11,5
Wärmeverbrauch im Dampf (brutto) für 1 PSe-st	WE	14 160	11 270	11 610	8398
Auspufftemperatur des Dampfes	°C	100	309	100	343
zurückzugewinnende Wärme (über Sättigungszustand) für 1 PSe-st	WE	0	1415	0	1340

Leerlaufversuche bei gleichbleibender Umlaufzahl

(2000 am Vorgelege, entsprechend 20 000 an der Laufradwelle).

Das Turbinenrad lief	gesamte Leerlaufarbeit der Turbine bei atm. Druck	Radwiderstand	
		bei atm. Druck	bei 0,36 kg/qcm (Vakuum
	PS	PS	PS
in Luft von etwa 30° C	6,80	4,60	—
„ gesättigtem Dampf von 100° C	5,50	3,30	1,50
„ überhitztem „ „ 123° „	5,10	2,85	0,95
„ „ „ „ 184° „	4,55	2,25	—
„ „ „ „ 244° „	4,30	2,05	—
„ „ „ „ 300° „	4,15	1,88	0,60

Die bei den verschiedenen Lavaldüsen beobachteten Dampfmengen stimmen ziemlich genau mit den aus den Ausflussformeln der Lavaldüsen im Betriebe überein und zwar für trocken gesättigten Dampf:

$$G_h = 71,640 f \sqrt{\frac{h}{v}},$$

für überhitzten Dampf:

$$G_h = 75,806 f \sqrt{\frac{h}{v}},$$

worin G_h die stündliche Dampfmenge in kg, f die Summe der Düsenquerschnitte, h den absoluten Dampfdruck vor den Düsen in kg/qcm, v das spezifische Volumen des Dampfes vom Drucke h in cbm/kg bedeutet. v ist von Lewicki nach der Zeuner'schen Formel für gesättigten Dampf

$$v = \frac{BT - Cp^n}{p}$$

bestimmt worden, worin die Konstanten $B = 50,933$, $C = 192,5$ und $n = 0,25$ sind.

Die Leistungsversuche nach Tafel (6) sind in den Diagrammen der Fig. 370 und 371 veranschaulicht.

Bei den Strahldruckmessungen, bei denen die Beobachtungszahlen mit den theoretischen Werten bis auf einige Hundertteile übereinstimmen, veranlasste die merkwürdige Tatsache, dass eine verengte Düse, wenn man mit der Plattenebene nur in die richtige Entfernung von der Mündung rückte, annähernd die gleichen Strahldrücke wie die erweiterte ergab, zu einem Bremsversuch mit einer kurz hinter dem engsten Querschnitt ab-

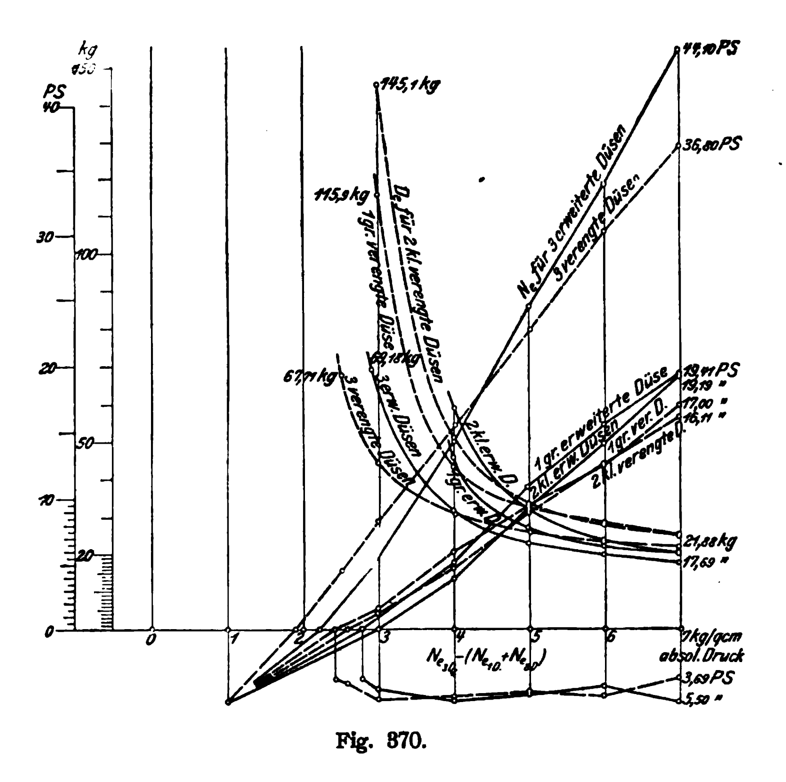


Fig. 370.

geschnittenen Lavaldüse. Da das schlechte Ergebnis in diesem Falle nur darin begründet sein kann, dass der aus der abgeschnittenen Düse tretende Strahl nicht vollständig den freien Raum bis zum Rande überspringt und dass Wirbelungen zwischen Strahl und Gehäuse auftreten, so hat Lewicki auf photographischem Wege die Form des frei expandierenden Strahls zu bestimmen gesucht. Zu diesen auf dem Titelbilde enthaltenen photographischen Aufnahmen bemerkt Lewicki u. A. folgendes: „Die photographisch aufgenommenen Dampfstrahlen, welche eine ge-

messene mittlere Geschwindigkeit von 830 m hatten (s. Fig. 1 bis 5 des Titelbildes), zeigen zwar durchweg mit der Entfernung von der Düse eine verhältnissmässig starke Querschnittszunahme, welche bei der verengten und der kurz hinter dem engsten Querschnitt abgeschnittenen Düse stärker hervortritt als bei der erweiterten. Sie ist als Folge der Luftreibung und Luftbeimischung zu betrachten, die zwar eine Geschwindigkeitsabnahme, gleichzeitig aber eine Zunahme der strömenden Masse zur Folge hat. Die

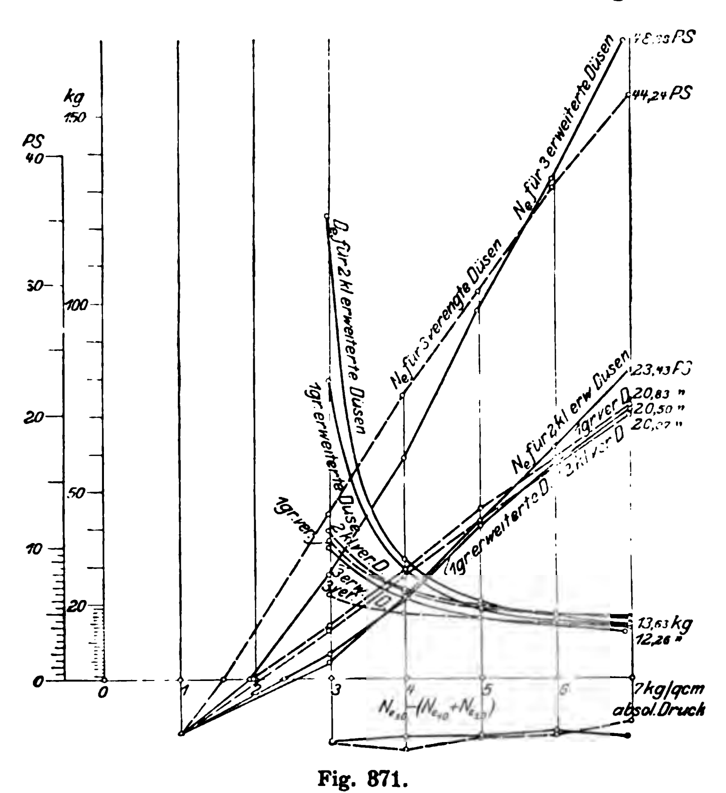


Fig. 871.

Aufnahme des Strahles aus der verengten Düse, Fig, 4, zeigt deutlich die plötzliche eichelförmige Ausdehnung in transversaler Richtung und kurz hinter der dann erfolgten schwachen Einschnürung eine sanft konvexe, normal zur Achse stehende „Schliere". Die neuerdings von Dr. R. Emden für Luftstrahlen mit grosser Deutlichkeit photographisch aufgenommenen stehenden Schallwellen finden sich bei den von Lewicki beobachteten Dampfstrahlen ebenfalls angedeutet. Nach allem, was über diese merkwürdigen Wellen bekannt ist, glaubt er zu der Bemerkung

Anlass zu haben, dass sie stets dann entstehen, wenn der Strahl mit Ueberdruck den scharfen Düsenmündungsrand verlässt und letzterer ähnlich wirkt wie z. B. die in einen glatten Wasserstrahl hineingehaltene Messerschneide. Die Ursache zur Bildung dieser Wellen dürfte seiner Ansicht nach eine andere sein, worauf, sofern es möglich ist, im theoretischen Teil näher eingegangen werden soll.

Lewicki zieht aus seinen zahlreichen Versuchen folgende für den Dampfturbinenbauer höchst wichtige Schlussfolgerungen:

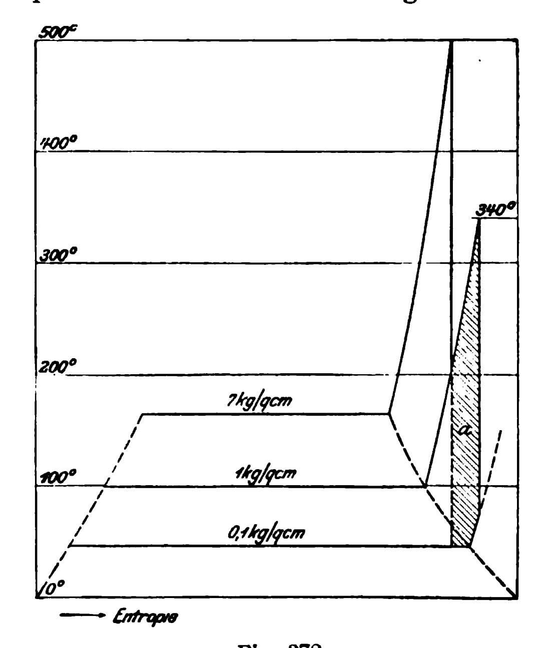


Fig. 372.

„1. Der Bruttoverbrauch an Dampfwärme sinkt bei gleichbleibender Leistung mit steigender Ueberhitzung und kommt bereits bei der Einstufen-Turbine demjenigen nahe, welchen gute Heissdampfmaschinen aufweisen.

2. Ausserdem lässt sich der Wärmeverbrauch, was bei den Kolbenmaschinen nicht angängig ist, noch verringern, wenn man die im Abdampf enthaltene Ueberhitzungswärme für den Frischdampf wieder verwendet.

3. Es besteht die Möglichkeit, mit sehr niedrigen Drücken (bei Kondensationsbetrieb) zu arbeiten, was

a) explosionssichere Kessel,

b) höheren Kesselwirkungsgrad,



c) für die Turbine gleich guten hydraulischen Wirkungsgrad wie bei Auspuffbetrieb mit gleichem Druckverhältnis $p_1 : p$ zur Folge hat.

4. Die Abnutzung der Schaufeln des Turbinenrades ist kleiner als bei Nassdampfbetrieb und bei geringer Ueberhitzung, wo der Dampf in der Düse nass wird.

Es soll noch kurz darauf hingewiesen werden, wie sich die Leistung einer Doppelturbine stellt, bei welcher das erste Rad, wie beim Versuch vom 3. April 1901, mit 7 kg/qcm Anfangsdruck, 500° Anfangstemperatur und atmosphärischem Gegendruck, das zweite jedoch mit atmosphärischem Anfangsdruck, 340° Anfangstemperatur und 0,1 kg/qcm Gegendruck arbeitet; vergl. das Wärmediagramm Fig. 372.

Selbstverständlich wäre es möglich, auch mit der ersten Turbine allein gleich von 7 auf 0,1 kg zu expandieren, also mit Kondensation zu arbeiten, doch würde dabei der indizierte Wirkungsgrad wesentlich niedriger werden, da hier die Dampfgeschwindigkeit w 1370 m beträgt und daher die Umfangsgeschwindigkeit des Rades entsprechend gesteigert werden müsste. In diesem Falle würde die Leistung bei denselben Wirkungsgraden η_i und η_m rd. 91 PS betragen; dagegen gibt die Doppelturbine etwa 100 PS, was darauf zurückzuführen ist, dass im letzteren Falle durch die Temperatur des Abdampfes von 340° bei der Hochdruckstufe die Strömenergie des Arbeitsdampfes für die Niederdruckstufe vergrössert wird. Die Mehrleistung von 9 PS ist durch die Fläche a in Fig. 372 gekennzeichnet.

Die Leistung von 597 kg/st Dampf betrug nämlich nach dem Versuch 52 PS_e. Diese 597 kg leisten nun in der zweiten Turbine noch weitere Arbeit, und zwar beträgt die Strömenergie für diesen Fall 50 880 mkg, die Geschwindigkeit des aus der Niederdruckdüse tretenden Dampfes ∞ 1000 m; mithin können wir bei gleicher Radgeschwindigkeit (219 m) einen indizierten Wirkungsgrad von 0,46 annehmen, während der mechanische Wirkungsgrad wegen des dünneren Mediums im Radgehäuse wenigstens der gleiche ist wie bei der Hochdruckturbine (0,93). Somit erhalten wir in der Niederdruckturbine mit Abdampf der Hochdruckturbine noch eine effektive Arbeit

$$N_e = \frac{50\,880 . 0{,}46 . 0{,}83 . 597}{3600 . 75} = 48 \text{ PS},$$

und es hebt sich die Ausnutzung des Dampfes gegenüber dem Versuch mit Auspuff vom 3. April 1901 um 92,3 vH, oder der

thermische Wirkunggrad η_{te} steigt von 6,78 auf 13,02 vH. Dabei ist allerdings die Luftpumpenarbeit nicht berücksichtigt. Es wäre auch denkbar, die erste Turbine mit hohem Druck und mittlerer Ueberhitzung (350°) zu treiben, dagegen den Niederdruckdampf vor Eintritt in die zweite Turbine hoch (500 bis 600°) zu überhitzen, wobei in einem Hochdruckkessel 2 Ueberhitzer so anzuordnen wären, dass der eine (Hochdrucküberhitzer) 350°, der andere (Niederdrucküberhitzer) 500 bis 600° Dampftemperatur ergäbe. Dieser Versuch wird demnächst ausgeführt werden.

Anschliessend hieran sei noch der folgende Vorschlag gemacht: Bei einer Hochdruck-Dampfmaschine lässt man den Dampf in einen Zwischenbehälter auspuffen, der wiederum zum Speisen einer Niederdruck-Kondensations-Heissdampfturbine dient. Dabei ist es unbenommen, den Zwischenbehälter als Ueberhitzer (z. B. mit eigener Feuerung) auszubilden und hier den Dampf über die der Kolbenmaschine gezogene Grenze zu überhitzen. Bei dieser Anordnung könnte z. B. die Kolbenmaschine (langsam laufend) auf die Transmission, die Dampfturbine (schnell laufend) auf eine Dynamomaschine arbeiten.“

IV. TEIL.

Theorie der Dampfturbinen.

XVI. KAPITEL.

Theorie des mechanischen Arbeitsverfahrens.

Die Theorie der Axial-Dampfturbine, welche Zeuner in seinen „Vorlesungen über Theorie der Turbinen“ S. 280—282 gegeben hat, ist ausserordentlich einfach und elementar.

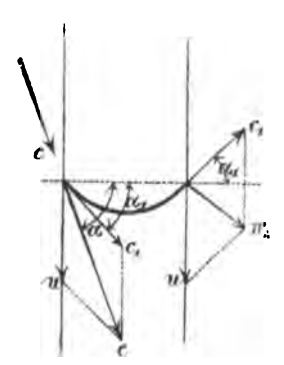


Fig. 373.

Der mit der Geschwindigkeit $w = c$ unter dem Winkel a zu einer Parallelen zur Radaxe in die Schaufel (s. Fig. 373) eintretende Dampfstrahl bildet mit der Schaufeltangente am Eintritt, welche zu derselben Parallelen unter dem Winkel a_1 geneigt ist, einen Winkel gleich $a - a_1$. Die relative Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf an der Schaufel hinströmt, sei c_1 und u die Umfangsgeschwindigkeit, bezogen auf den Endpunkt des mittleren Radius r. Zerlegt man w nach dem Parallelogramm

der Kräfte, so ist in dem erhaltenen Dreieck nach dem Sinussatz

$$u : w = sin\,(a - a_1) : \sin\,(90^0 - a_1)$$

oder $u : w = sin\,(a - a_1) : \cos a_1$

sowie $c_1 : w = sin\,(90 - a) : \sin\,(90 - a_1)$

oder $c_1 : w = cos\,a : cos\,a_1.$

Ist Li die auf den Laufradkranz übertragene Arbeit, M die Dampfmasse, bezogen auf die Sekunde, und w_2 die absolute Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf das Laufrad verlässt, so folgt:

$$Li = \frac{M\,(w^2 - w_2^2)}{2}$$

In dem obigen und dem letzten Dreieck ist nach dem Cosinussatz

$$w^2 = u^2 + c_1^2 + 2\,c_1\,u\,cos\,(90^0 - a_1) = u^2 + c_1^2 + 2\,c_1\,u\,sin\,a_1$$
$$w_2^2 = u^2 + c_1^2 - 2\,c_1\,u\,cos\,(90^0 - a_1) = u^2 + c_1^2 - 2\,c_1\,u\,sin\,a_1.$$

Durch Subtraktion folgt

$$\frac{w^2 - w_2^2}{2} = 2\,c_1\,u\,sin\,a_1,$$ also auch $Li = 2\,M\,c_1\,u\,sin\,a_1.$

Setzt man $M = \frac{G}{g}$ und $c_1 = w.\frac{cos\,a}{cos\,a_1}$ und $\frac{w^2}{2g}$ ein, so folgt

$$Li = G\,H\,.\,4\,\frac{u}{w}\,cos\,a\,tg\,a_1,$$

in welcher Gleichung auch noch die Gleichung zwischen u und w benutzt werden könnte.

Da $G\,H$ die ganze Arbeit darstellt, welche in der Sekunde dem Laufrade geboten wird, so ist $\frac{Li}{G\,H} = \eta_i = 4\,.\,\frac{u}{w}\,cos\,a\,tg\,a_1$ der „indizierte Wirkungsgrad" dieser Dampfturbine.

Die Grösse $\frac{Li}{G} = \eta_i\,H$ ist dann die indizierte Arbeit, welche der Gewichtseinheit Dampf entspricht.

Bedeutet N_i die indizierte Arbeit in Pferdestärken und G_p die stündliche Dampfmenge, so ist $Li = 75\,.\,N_i$ und $G_p = 3600\,.\,G$, so dass

$$\frac{G_p}{N_i} = \frac{75\,.\,3600}{\eta_i\,H}$$

die „Dampfmenge stündlich pro Pferdestärke indiziert" gibt.

Ist N_e die Leistung in Pferdestärken effektiv, also die Arbeit, welche an der Turbinenwelle z. B. zum Betriebe einer Dynamomaschine abgegeben wird, so folgt, wenn $N_e : N_i = \eta$ ist,

$$\frac{G_h}{N_e} = \frac{75\,.\,3600}{\eta\,\eta_i\,H},$$

d. h. die „Dampfmenge stündlich pro Pferdestärke effektiv".

Aus den vorstehenden Formeln diejenigen Werte von a, a_1 und u zu ermitteln, welche ein Maximum für Li ergeben, ist eine rein mathematische und leicht lösbare Aufgabe, kann also hier übergangen werden.

Die mechanische Theorie der Lavalturbine hat demnach an sich mit der mechanischen Wärmetheorie nichts zu tun.

XVII. KAPITEL.

Theorie des thermodynamischen Arbeitsverfahrens.

Wärmetheoretische Gesichtspunkte.

Die Grundformeln der Wärmetheorie sind erst zu benutzen, wenn bei gegebenem Düsenquerschnitt, Anfangs- und Enddruck die Geschwindigkeit des Dampfstrahles w ermittelt werden soll.

Die dafür geltende Formel

$$\sqrt{\frac{R-1}{2gR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{u-1}{u}}\right]}$$

wird in bekannter Weise mit Hülfe der Zustandsgleichung des Dampfes, Gases oder der Luft (Gay-Lussac'sches Gesetz, polytropische Kurve etc.) abgeleitet.

Bei der Theorie der Stufen-Dampf- oder Gasturbinen muss man für jede einzelne Stufe nach vorstehender Formel für den entsprechenden Druckabfall die Strömungsgeschwindigkeit berechnen.

Nun sind aber die bisherigen Zustandsgleichungen entweder rein experimentell ermittelt, ohne irgendwie theoretisch begründet zu sein (Biot'sche Spannungsformel etc.), oder prinzipiell falsch, wie das Gay-Lussac'sche Gesetz oder die daraus abgeleitete Clapeyronsche Zustandsgleichung $pv = RT$. Es hat daher gar keinen Zweck, auf Grund einer solchen prinzipiell falschen Formel eine Theorie der Stufen-Turbinen zu entwickeln.

Zur strengen Lösung dieser Aufgabe muss man erst die richtige Zustandsgleichung der Dämpfe und Gase suchen und formelmässig darstellen, sowie die Richtigkeit einer solchen allgemeinen Zustandsgleichung, welche aus einem allgemeinen, leicht fassbaren mechanischen Grundprinzip hergeleitet und dadurch theoretisch gewährleistet sein muss, auch tatsächlich an der Hand des vorhandenen Beobachtungsmaterials nachweisen.

Die Lösung dieser Grundaufgabe habe ich im Laufe der letzten Jahre in meinen Arbeiten über mechanische Wärmetheorie gegeben. Ich ging davon aus, dass bei Zustandsänderungen nur das Zwischenvolumen als der für die Kraftwirkung verfügbare Raum massgebend und dass der Ausdehnungskonfficient, d. h. die Volumvergrösserung des Zwischenvolumes für 1° Temperaturerhöhung, unverändert ist, gleichgiltig, ob man die Temperaturerhöhung von 0° an um 1° Temperatur (etwa 100°) an um 1° rechnet.

Stellt man sich unter dieser Annahme den Vorgang der Volumzunahme so vor, wie derselbe demgemäss sachlich vor sich geht, so wird das Zwischenvolumen nach Erhöhung um 1° C., wenn a der Ausdehnungskoefficient ist,

$$u_1 = u_0 + u_0 \quad = u_0 (1 + a);$$

erhöht man das letztere weiter um 1° C., so wird das Zwischenvolumen nach Erhöhung der Temperatur um 2°

$$u_2 = u_0 (1 + a) + u_0 (1 + a) a = u_0 (1 + a)^2,$$

nach 3°

$$u_3 = u_0 (1 + a)^3,$$

nach Erhöhung um t^0 C. also

$$u_t = u_0 (1 + a)^t.$$

Mit Rücksicht auf diese Gleichung erhält man für das Mariotte-Gay-Lussac'sche Spannungsgesetz die Gleichung

$$s\, u_t = s_0\, u_0 (1 + a)^t$$

oder

$$s (v - x) = s_0 (v_0 - x) (1 + a)^t$$

oder, indem man die absoluten Temperaturen einführt,

$$s (v - x) = s_0 (v_0 - x) (1 + a)^{T_1 - T_0}$$

beziehungsweise

$$\frac{s_1}{s_0} = \frac{v_0 - x}{v_1 - x} (1 + a)^{T_1 - T_0}$$

Zur Prüfung dieser neuen Zustandsgleichung kann man aus dem Anfangsvolumen $v_0 - x$, dem Anfangsdruck s_0, dem Ausdehnungskoefficienten a und dem Enddruck s_1 und dnr Temperatur $T_1 - T_0$ das Volumen

$$v_1 - x = \frac{s^0}{s_1} . (v_0 - x) (1 + a)^{T_1 \; T_1}$$

und daraus dann v_1 berechnen und die gefundenen Zahlenwerte mit dem durch Beobachtunngen gefundenen Volumen vergleichen.

Die Richtigkeit dieser Zustandsgleichung habe ich für Wasserdampf, Luft, Petroläther und Quecksilber bei sehr niedriger

(bis — 200°) und hoher (bis 300°) Temperatur durch die genauesten Versuchszahlen bestätigen können.

Der mittlere Fehler beträgt für Wasserdampf etwa nur 1 Prozent, liegt also innerhalb der Beobachtungsfehler, während beim Quecksilber der mittlere Fehter noch nicht 0,5 Prozent ausmacht.

Setzt man in der letzten Gleichung $s_1 = s_0$, so erhält man das verbesserte Gay-Lussac'sche Ausdehnungsgesetz bei konstantem Druck

$$v_1 - x = (v_0 - x)\ (1 + a)\ {}^{T_1 - T_0}$$

oder, die Temperatur in Celsiusgraden angegeben,

$$v_1 - x = (v_0 - x)\ (1 + a)^t = (v_0 - x)\ b^t,$$

wenn man $1 + a = b$ setzt, oder, wenn man unter Voraussetzung von Unterkühlung $v_0 - x$ für den absoluten Nullpunkt als gegeben annimmt,

$$v_1 - x = (v_0 - x)\ b\ {}^T.$$

Lässt man nun umgekehrt das Volumen $v_1 - x$ sich von der Höchsttemperatur T abkühlen, so kann man diese Gleichnng für die Volumenverminderung nach $v_0 - x$ als Unbekannte auflösen, so dass man

$$v_0 - x = \frac{v_1 - x}{(1 + a)^T} = \frac{v_1 - x}{b\ {}^T} = (v_1 - x)\ b - {}^T$$

erhält. In Worten heisst dies: „Die Volumina nehmen in geometrischer Reihe ab, wenn die absoluten Temperaturunterschiede in arithmetischer Reihe zunehmen", die vorhergehende Gleichung für: „Die Volumina wachsen in geometrischer Reihe, wenn die Temperaturen in arithmetrischer Reihe zunehmen."

Dass auch für die Spannung des Dampfes oder Gases bei konstantem Zwischenvolumen und steigender Temperatur genau dieselbe Zustandsgleichung durch die Beobachtungen bestätigt wird, ist von Pictet in Comptes rendus 4. XC, p. 1073, 1880, gemäss folgender Formel

$$log\, n\, \frac{po}{p} = \frac{a}{T}$$

nachgewiesen worden. Denn letztere Formel, in welche die Formel von Unwin für die Konstante $n = 1$ übergeht, lässt sich auch schreiben

$$\left(\frac{po}{p}\right)^T = e^a \text{ oder } p = \frac{po}{e^{\frac{a}{T}}} = po \, . \, e^{-\frac{a}{T}},$$

d. h. „die Spannungen nehmen in geometrischer Reihe ab bezw.

zu, wenn die Temperaturen in arithmetischer Reihe ab bezw. zunehmen".

Die Pictet'sche Formel ergiebt sich somit ebenfalls daraus, dass die Natur nur stetig aufsummend oder abmindernd arbeiten kann.

Bei der Ableitung einer Theorie der Dampf- oder Gasströmung ist aber noch der Umstand zu berücksichtigen, dass alle auf Wärmewirkungen beruhenden Zustandsänderungen periodischer Art sind, also in Schwingungen oder Vibrationen erfolgen. Berücksichtigt man dies und das allgemeine Arbeitsverfahren der Naturkräfte, so erhält man direkt eine richtige Exponentialformel für die Ausströmungsgeschwindigkeit der Dämpfe und Gase.

Man kann aber auch eine rein analytische Entwickelung geben, wie dies Alois Indra in seiner wirklich gediegenen Arbeit „Die wahre Gestalt der Spannungskurven" (Wien 1901, „Mitteilungen über Gegenstände des Artillerie- und Genie-Wesens") getan hat.

Näher auf alle diese Fragen einzugehen, verbietet mir der nur noch verfügbare Raum, so dass ich nur die Hauptgesichtspunkte für eine künftige umfassende und eingehendere Bearbeitung andeuten kann.

Ferner muss ich an dieser Stelle darauf hinweisen, dass die moderne mathematische Wärmetheorie, sofern sie über den Bereich des ersten Hauptsatzes von Robert Mayer hinaus und in den Bereich des zweiten Hauptsatzes von Clausius und des Carnot'schen Kreisprozesses hineingerät, an zwei folgenschweren Uebeln krankt, nämlich an einem von Clausius gegen die Grundregeln der Differentialrechnung begangenen Verstoss und an der Unhaltbarkeit des zweiten Hauptsatzes und des Carnot'schen Kreisprozesses. Mögen die modernen Wärmetheoretiker sich auch noch so grosse Mühe geben, durch Annahme idealer Gase, idealer Maschinen oder Arbeitsprozesse aus der Sackgasse, in welche sie durch ihre Herrn und Meister gelockt worden sind, herauszugelangen, so wird es ihnen doch nicht gelingen, wenn sie nicht umkehren und alle idealen Prozesse, die wohl im schrankenlosen Reiche der Gedanken gelten mögen, aber in der Natur der Dinge keine Geltung haben, verlassen und statt dessen sich auf Mayer besinnen und beschränken.

Vor allen Dingen muss aber erst die moderne Thermodynamik die Wärmekraftmaschinen nicht nur auf rein physi-

kalischer Grundlage, wie es nach Mayer durch Clausius und seine Schüler geschehen ist, sondern auch nach rein mechanischen Gesichtspunkten als Stossgetriebe betrachten und so die Brücke zu den Arbeiten in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts vor Mayer zu schlagen suchen.

Denn in der zweiten Hälfte des vergangenen Jahrhnnderts wurde gerade im Anschluss an die von Mayer gefundene Grössenbeziehung zwischen Wärme und mechanischer Arbeit eine auf rein physikalischer Grundlage beruhende analytische Theorie der Wärmekraftmaschinen, der Dampf- und Verbrennungskraftmaschinen, entwickelt, und so der innere Zusammenhang, welcher bisher zwischen den Wärmekraftmaschinen (Dampfmaschinen) und den durch Wasser- und Windkraft betriebenen Maschinen bestanden hatte, gelockert, ja schliesslich ganz gelöst.

Allerdings haben die Arbeiten von Clausius den Zusammenhang zwischen diesen beiden Gebieten durch Schaffung einer auf den Gesetzen des Stosses beruhenden kinetischen Gastheorie zu bewahren gesucht; allein diese neu begründete Theorie der Gase stellte an die mathematische Vorbildung so hohe Ansprüche, dass nur wenige Ingenieure die Zeit zum Studium dieser höchst interessanten Theorien erübrigen konnten. Die Folge davon war, dass fast allein die Physiker dies Sondergebiet weiter bearbeiteten und so sich eine Art scholastischer Gastheorie entwickelte, welche den Zusammenhang mit der praktischen Ingenieurkunst und der Beobachtung verloren hat.

Zusammenhang zwischen der mechanischen und thermodynamischen Theorie der Kraftmaschinen.

Zweck der nachfolgenden Ausführungen ist nun, diesen Zusammenhang ohne Bezugnahme auf die Gastheorie nur mit Benutzung der altbekannten Stossgesetze klarzulegen.

Der Boden für eine derartige umfassende Behandlung einer Theorie der Arbeitsgetriebe ist durch zwei klassische Werke, nämlich die den klassischen Arbeiten eines Poinsot und Poisson sich ebenbürtig anreihende „Theorie der Bewegung und der Kräfte“ von Dr. Wilhelm Schell und die Poncelets Arbeiten kongeniale „Grundlage der Getriebelehre“ von Joh. Torka, bereitet worden; insbesondere enthält das Schell'sche Werk einen Ansatz zur Lösung dieses Problems, der hier zur Einführung in das zu behandelnde Thema wiedergegeben werden mag, während das Torka'sche Werk sich im ersten Heft lediglich auf die Be-

handlung der mathematischen Getriebe beschränkt und auf die besonderen Gesetze, welche bei der Verkörperung der mathematischen Getriebe in Frage kommen, infolge seines rein analylisch-geometrischen Charakters gar nicht eingeht. Mit Recht sagt Schell, dass in derartigen Entwicklungen von Ueberschwenglichkeiten beim Begriff der lebendigen Kraft nichts zu finden ist, sondern die Darstellung, wie es der theoretischen Mechanik ziemt, eine Nüchternheit sich geltend mache, die in der Physik bei weitem noch nicht allgemein ist.

Schell bringt, nachdem er das Prinzip der lebendigen Kräfte auf die Stossgesetze angewandt hat, als weitere Anwendung desselben Prinzips eine sich darauf stützende Untersuchung über die Wirkungsweise der Kräfte an einer Maschine und über deren Gang. Nach ihm ist eine Maschine ein System, an welchem Kräfte wirken mit Bedingungen, welche als von der Zeit unabhängig angesehen werden, wie ja auch Torka die Ortsänderungen in der Geometrie der Bewegung grundsätzlich als von der Zeit unabhängig betrachtet. Daher gilt für den Arbeitsgang der Maschine der Satz, dass beim Uebergange des Systems aus einer ersten Lage in eine zweite die Aenderung der halben lebendigen Kraft gleich der Differenz der Werte ist, welche die Kräftefunktion für diese Lage annimmt, oder die Gleichung

$$\frac{1}{2} \Sigma m_i v_i^2 - \frac{1}{3} \Sigma m_i v_0^{(i)2} = T - T_0$$

wenn auch wegen Reibungen usw. eine Kräftefunktion nicht existiert. Die Maschinen gestatten aber nicht beliebige virtuelle Verschiebungen, sondern in der Regel nur eine, aber meistens in doppeltem Sinne (vorwärts und rückwärts); es ist daher die Bewegung aller Systempunkte bestimmt, sobald die eines derselben bekannt ist, daher wird auch nur eine einzige Gleichung zur Bestimmung der Bewegung der Maschine erfordert, und hierzu kann die Gleichung der lebendigen Kraft benutzt werden.

Die Kräfte, welche an einer Maschine wirken, sind doppelter Art, erstens solche, welche eine positive Elementararbeit leisten, indem sie die Punkte, an welchen sie angreifen, beschleunigen und mit der Richtung der Wegelemente derselben spitze Winkel bilden; sie heissen Motoren und sind z. B. die Dampfkraft, Wasserdruck, Wärme, Elektrizität, die Muskelkraft der Menschen und Tiere usw. Die Motoren wirken auf einen besonderen Maschinenbestandteil, welcher der Rezeptor genannt wird, bei einer Wassermühle sind es die Schaufeln, bei einer

Dampfmaschine die Kolben, bei vielen einfacheren ist es ein Handgriff oder ein Fusstritt usw. Die zweite Art der Kräfte sind solche, deren Arbeit negativ ist, indem ihre Angriffspunkte zurückweichen und sie mit den Wegelementen derselben stumpfe Winkel bilden. Diese Kräfte heissen Widerstände: sie werden geleistet von den Körpern, welche mit Hilfe der Wirkung der Motoren durch die Maschine umgeformt werden sollen, oder werden zum Teil durch die Berührung der Maschinenteile untereinander oder mit der umgebenden Luft usw. erregt. Der Maschinenteil, welcher mit dem zu deformierenden Körper in Berührung kommt, an welchem also die erstgenannten Widerstände angreifen, heisst das Werkzeug oder bei grösserem Umfange der Maschine die Arbeitsmaschine, und besteht oft selbst aus einem ganzen System von Arbeitsmaschinen.

Die Arbeit der Motoren heisst nach Schell a. a. O., S. 907, die bewegende Arbeit, die Arbeit der Widerstände die widerstehende Arbeit. Die Bestimmung der Maschine selbst ist die, die Motoren und Widerstände überhaupt in Verbindung zu setzen oder, wie man sich ausdrückt, die Arbeit der Motoren zu übertragen. Der Maschinenteil, welcher zu diesem Ende den Rezeptor mit der Arbeitsmaschine verbindet, heisst die Transmission der Maschine. Die vorstehende von Schell gegebene Definition einer Maschine ist sowohl vom technisch-wissenschaftlichen als auch vom technisch-patentrechtlichen Standpunkte aus von hohem Werte und verdient ausserdem noch gerade deswegen allseitige Aufmerksamkeit, weil sie die Antriebs- und Arbeitsmaschinen verschiedenster Art einheitlich vom Prinzip der lebendigen Kraft aus theoretisch-mechanisch zu behandeln bezw. zusammenzufassen erlaubt.

Schell führt dies in folgender Weise durch: „Bezeichnen wir die bewegende Arbeit, die während des Laufes der Maschine geleistet wird, indem die Geschwindigkeiten $v_0^{(i)}$ in v_i übergehen, mit Tm und die gleichzeitig geleistete Arbeit der Widerstände mit $- Tr$, so ist $T - To = Tm - Tr$ und kann die Gleichung der lebendigen Kraft geschrieben werden.

$$\frac{1}{2} \Sigma m_1 v_i^2 - \frac{1}{2} \Sigma m_i v_0^{(i)2} = Tm - Tr$$

Wir wollen jetzt verschiedene Annahmen über den Gang der Maschine machen und zusehen, wie sich hierbei die Arbeiten der Motoren und Widerstände verhalten. Es sei von einem gewissen Zeitpunkte an die Bewegung der Maschine gleichförmig

und die Geschwindigkeit v_i also konstant gleich $v_0^{(i)}$; dann ist die linke Seite der Gleichung Null und folglich $T_m = T_r$, es nimmt also während dieses Intervalls die Arbeit der Motoren und Widerstände um dieselbe Grösse zu oder es wird die Arbeit der Motoren aufgebraucht, um eine gleich grosse Arbeit der Widerstände zu tilgen. Umgekehrt ergibt sich, dass solange $T_m = T_r$ bleibt, die Bewegung der Maschine gleichförmig bleibt, weder beschleunigt noch verzögert wird. Denn man kann vermöge des bekannten Zusammenhanges der Systempunkte alle Geschwindigkeiten auf der linken Seite der Gleichung durch eine von ihnen ausdrücken, und diese muss folglich konstant bleiben, wenn die linke Seite der Gleichung auf dem Werte Null erhalten werden soll; was aber von ihr gilt, gilt von jeder anderen. Wird der Gang der Maschine innerhalb eines Zeitintervalles beschleunigt, so wächst die linke Seite der Gleichung, also muss während desselben $T_m > T_r$ sein und umgekehrt; einem Ueberschuss der Arbeit der Motoren über die der Widerstände entspricht notwendig eine Zunahme der Geschwindigkeit. Ebenso entspricht einer Verlangsamung der Bewegung ein Ueberschuss von T_r über T_m und umgekehrt. Aus dieser Wechselbeziehung zwischen dem Gange der Maschine und der Arbeit der Motoren und Widerstände ergibt sich, dass, wenn die Arbeit der Motoren sämtlich auf die Tilgung der Arbeit der Widerstände verwandt werden soll, man die Maschine in gleichförmiger Bewegung erhalten muss, dass jeder Ueberschuss von Arbeit der Motoren, der nicht auf die Tilgung eines entsprechenden Aequivalentes von Arbeit der Widerstände verwandt wird, eine Beschleunigung der Bewegung der Maschine (Vermehrung der lebendigen Kraft) und jeder Defekt von Arbeit der Motoren eine Verlangsamung (Abnahme der lebendigen Kraft) zur notwendigen Folge hat. Man sieht hieraus, in welchem Sinne die Redensart gemeint ist, wenn man sagt, die Maschine verhalte sich wie ein Reservoir, in welches Arbeit der Motoren eintritt und unter der Form von lebendiger Kraft wieder ausgegeben wird.

Nicht immer aber ist es möglich, den Gang der Maschine so gleichförmig zu erhalten, dass in jedem Zeitelemente die Arbeit der Motoren die Arbeit der Widerstände tilgt; ist dieser ideale Zustand nicht herbeizuführen, so sucht man eine periodische Bewegung der Maschine zu erreichen. Es tilgen sich dann wenigstens in jeder Periode für sich die beiderlei Arbeiten; denn zu Anfang und zu Ende der Periode haben die Geschwindigkeiten

dieselben Werte, also ist die linke Seite der Gleichung, wenn man sie auf die ganze Periode bezieht, Null und folglich während derselben im ganzen $Tm = Tr$. Dass ein gleichförmiger oder ein periodischer Gang der Maschine mit möglichst kurzer Periode wünschenswert ist, liegt am Tage. Denn durch die Tilgung der Arbeit der Widerstände wird ein Fabrikat geliefert, dessen Erzeugung der Zweck der Anwendung der Maschine ist; die Beschleunigung der Bewegung hat daher keinen Nutzen, vielmehr muss die Arbeit der Motoren vollständig dem Zwecke entsprechend ausgebildet werden. Andererseits hat der gleichförmige Gang der Maschine auf die gleichmässige Beschaffenheit und damit auf den Wert des Fabrikates Einfluss.

Beziehen wir jetzt die Gleichung der lebendigen Kraft auf den ganzen Zeitraum vom Anfang der Bewegung der Maschine bis zum Stillstand derselben. Anfangs sind alle Geschwindigkeiten Null, am Ende auch, mithin ist die linke Seite der Gleichung Null und daher $Tm = Tr$, d. h. während des ganzen Laufes der Maschine tilgen sich die Arbeiten beiderlei Kräfte vollständig; es wird nichts an der Arbeit gewonnen, nichts verloren. Man kann den ganzen Lauf der Maschine in drei Epochen zerlegen: 1. den Anlauf, vom Beginn der Bewegung bis zu dem Momente, mit welchem eine gleichförmige oder eine periodische Bewegung eintritt, 2. den Mittellauf, die Zeit der gleichförmigen oder periodischen Bewegung und 3. den Endlauf, die Zeit vom Schluss der letzteren Periode bis zum Stillstande. Während des Anlaufes wächst die lebendige Kraft von Null an und daher ist während dieses Zeitraumes in jedem Moment im Ganzen die Arbeit der Motoren grösser, als die der Widerstände, der Ueberschuss bringt die Maschine „in den Gang“. Während des Mittellaufs ist in jedem Moment oder wenigstens für jede Periode die Arbeit der Motoren gleich der Arbeit der Widerstände; während des Endlaufes ist die linke Seite der Gleichung negativ, die lebendige Kraft nimmt bis Null ab und es geschieht dies infolge des Nachlassens oder Aufhörens der Wirkung der Motoren.

Die Widerstände zerfallen in zwei Klassen: 1. solche, welche durch die Bestimmung der Maschine gegeben sind und herrühren von den umzuformenden Körpern, durch Tilgung von deren Arbeit das Fabrikat erzeugt wird; sie heissen nützliche Widerstände, ihre Arbeit sei Tu; 2. solche, welche infolge der Bewegung der Maschine rege werden, wie die Reibung, Luftwiderstand usw. und welche nichts gemein haben mit dem Fabrikate;

sie heissen passive (schädliche) Widerstände, ihre Arbeit sei Ts. Die Gesamtarbeit Tr aller Widerstände zerfällt daher in zwei Teile und man hat $Tr = Tu + Ts$. Da nun die Arbeit der Motoren $Tm = Tr$ sein soll, so folgt, dass ein Teil der Arbeit der Motoren auf die Tilgung der Arbeit der passiven Widerstände verwandt werden muss und also für die Bestimmung der Maschine verloren geht. Daher muss man die passiven Widerstände soviel als möglich zu verkleinern suchen. Eine Maschine ist um so besser, je kleiner das Verhältnis $\frac{Ts}{Tm}$ und je grösser $\frac{Tu}{Tm}$ ist."

Die vorstehenden Ausführungeu *Schells*, welche nach meinem Dafürhalten zu dem Besten und Wichtigsten gehören, was je über Wesen und Bedeutung der Maschinen geschrieben ist, führen zu dem höchst wertvollen Ergebnis, dass man auch ohne Bezugnahme auf die physikalischen Vorgänge, wie sie sich bei unseren gebräuchlichen Antriebsmaschinen abspielen und im Anschluss an die mechanische Wärmetheorie analytisch dargestellt werden, den Gang der Maschine aus rein mechanischen Prinzipien mit Hilfe des Satzes von der lebendigen Kraft theoretisch klarlegen kann, und im Schlusssatz auf eine Bemerkung über die Ermittlung des Wirkungsgrades bezw. der Güte der Maschine. Leider wird der damit angedeutete Weg nicht weiter verfolgt und zur Prüfung der denselben Gegenstand in anderer Weise behandelnden Grundformeln der mechanischen Wärmetheorie, was eigentlich nahe gegelegen hätte, nicht benutzt, sondern es werden nur allgemeine Bemerkungen über die Vermeidung jeden Verlustes an lebendiger Kraft und über das Perpetuum Mobile und über das Gesetz von der Erhaltung der Kraft angeschlossen, die wohl den innigen Zusammenhang der vorstehenden Darlegungen mit der mechanischen Wärmetheorie ahnen lassen, aber nicht zum klaren Ausdruck bringen.

Bei Weiterverfolgung dieses an sich so einfachen Grundgedankens gelangt man fast direkt darauf, die Wirkung der Motoren in der Maschine lediglich als Stossarbeit anzusehen und daher von den Grundgesetzen des Stosses aus in ähnlicher Weise, wie dies von Schell in seinen obigen Darlegungen vorbereitet ist, vor allen Dingen die für den Praktiker wichtigsten Endformeln über die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Motoren und Maschinen abzuleiten und mit den entsprechenden Endformeln der mechanischen Wärmetheorie für denselben Gegenstand zu vergleichen und so die Richtigkeit der beiden Entwicklungs-

methoden sich wechselseitig stützen und verbürgen zu lassen. Die Lösung dieses Problems mit Hilfe der Analyse hat vorwiegend mathematisch-theoretisches Gepräge und muss später gegeben werden.

Dagegen soll hier noch vom Standpunkte des praktischen Maschinenbauers die Behandlung dieser Frage nach Art der Berechnung des Wirkungsgrades in der Hydraulik aus der Stosswirkung des Turbinenwassers durch Vergleichung des so erhaltenen Ergebnisses mit demjenigen der Thermodynamik in der Hauptsache kurz klargelegt werden. Hierzu eignet sich infolge der oben erwähnten Wechselbeziehung zwischen dem Gange der Maschine und der Arbeit der Motoren und Widerstände die gleichförmige Periode des Arbeitsganges der Maschine, in welcher in jedem Zeitelemente bezw. bei periodischem Arbeiten der Maschine wenigstens in jeder Periode die Arbeit der Motoren die Arbeit der Widerstände tilgt. Da unsere sämtlichen Wärmekraftmaschinen, die Dampfturbinen ausgenommen, periodischen Arbeitsgang besitzen, so braucht man, um die Grösse der von der Maschine überwundenen Widerstandsarbeit zu erhalten, nur den Ungleichförmigkeitsgrad jeder einzelnen Arbeitsperiode oder eines vollen Hubes zu kennen. Aus den gegebenen Massen der bewegten Teile des Kolbens, der Kurbel, des Schwungrades usw., sowie aus den Geschwindigkeiten dieser Massen erhält man die lebendige Kraft beim Maximum der Geschwindigkeit und beim Minimum derselben; die Differenz beider lebendiger Kräfte ist aber die Widerstandsarbeit bezw. die Nutzleistung der Maschine.

Der Wirkungsgrad ist demnach gleich dieser Differenz, dividiert durch die verbrauchte Wärme in mechanischem Mass.

In ganz ähnlicher Weise kann man aber auch die Differenz der lebendigen Kräfte der Kraftträger, Dampf, Explosionsgase, Druckluft, vor dem Wirken auf den Rezeptor — Kolben, Turbine, Schaufel, Rad, Schraube, usw. — und nach dem Austritt aus demselben zur Beurteilung der Grösse der Arbeit benutzen, welche zur Ueberwindung der Widerstände verbraucht worden ist. Nach der oben abgeleiteten Grundgleichung des unelastischen Stosses ergibt sich diese Differenz leicht aus der Masse des wirksamen Kraftmessers und den Geschwindigkeiten, welche der Eintritts- und Austrittsspannung entsprechen. Der Quotient aus dieser Differenz und der verbrauchten Wärme in mechanischem Mass gibt ebenfalls den wirtschaftlichen Wirkungsgrad der Maschine.

Die dritte Art zur Ermittelung dieses Wertes, nämlich mittelst der Grundgleichungen der Thermodynamik, ist die gebräuchlichste und infolge der glänzenden Entwickelung der mechanischen Wärmetheorie in der zweiten Hälfte des vorigen Jahrhunderts auch die bekannteste. Indessen soll an dieser Stelle nicht unterlassen werden, wenigstens darauf hinzuweisen, dass sich zwei Methoden zur Ableitung des Wirkungsgrades der Wärmekraftmaschinen im Laufe der Zeit herausgebildet haben, welche zu stark von einander abweichenden Resultaten führen. Die erste Methode zur Bestimmung des thermischen, indizierten Wirkungsgrades beruht auf dem ersten Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie, die zweite auf dem zweiten Hauptsatz und der daraus abgeleiteten Carnot-Clausius'schen Formel.

Welche Stellung ich persönlich zur Frage über den zweiten Hauptsatz und den Carnotschen Kreisprozess einnehme, habe ich oben klipp und klar ausgesprochen und in zahlreichen, bis heute von den ersten Fachautoritäten unwiderlegt gebliebenen Abhandlungen, welche in den bedeutendsten deutschen Fachzeitschriften veröffentlicht sind, wissenschaftlich begründet.

Ich führe von diesen Darlegungen hier nur andeutungsweise die wichtigsten Punkte an.

Bei der Beurteilung wissenschaftlicher, insbesondere naturwissenschaftlicher und mechanischer Theorien gilt vor allen Dingen der bekannte Satz, dass man ihr Wesen an ihren Früchten erkennt und demgemäss die Schlussfolgerungen aus denselben bei der Frage nach der Richtigkeit der Theorien von ausschlaggebender Bedeutung sein müssen. Wendet man dies Kriterium als Prüfstein für die Clausius'sche Lehre von der Entropie an, so offenbart sich die Unhaltbarkeit dieses so gepriesenen thermo-dynamischen Satzes in einer fast handgreiflichen und auch dem gebildeten Laien fasslichen Weise.

Aus der Entropielehre folgt schliesslich mit Notwendigkeit der Uebergang des nachweislich vorhandenen dynamischen Mechanismus des Alls bezw. des dynamischen Kräftespiels des Weltalls in einen statischen Zustand gleichmässiger Kraftverteilung. Clausius folgert aus dem zweiten Hauptsatz: „Die Entropie des Weltalls strebt einem Maximum zu". „Nach seiner Ansicht zerfällt", wie E. Häckel in „Die Welträtsel" S. 100 richtig ausführt, „die Gesamt-Energie des Weltalls in zwei Teile, von denen der eine (als Wärme von höherer Temperatur, als mechanische, elektrische, chemische Energie usw.) noch teilweise in Arbeit

umsetzbar ist, der andere dagegen nicht; diese letztere, die bereits in Wärme verwandelte und in kälteren Körpern angesammelte Energie, ist für weitere Arbeitsleistung unwiederbringlich verloren. Diesen unverbrauchten Energie-Teil, der nicht mehr in mechanische Arbeit umgesetzt werden kann, nennt Clausius Entropie (d. h. die nach innen gewendete Kraft); er wächst beständig auf Kosten des ersten Teils. Da nun tagtäglich immer mehr mechanische Energie des Weltalls in Wärme übergeht und diese nicht in die erstere zurückverwandelt werden kann, muss die gesamte (unendliche!) Quantität der Wärme und Energie immer mehr zerstreut und herabgesetzt werden. Alle Temperatur-Unterschiede müssten zuletzt verschwinden und die völlig gebundene Wärme gleichmässig in einem einzigen trägen Klumpen von starrer Materie verbreitet sein; alles organische Leben und alle organische Bewegung würde aufgehört haben, wenn dieses Maximum der Entropie erreicht wäre; das wahre „Ende der Welt“ wäre da.

Wenn diese Lehre von der Entropie richtig wäre, so müsste dem angenommenen „Ende der Welt“ auch ein ursprünglicher „Anfang“ derselben, ein Minimum der Entropie, entsprechen“.

Beide Vorstellungen widersprechen ebenso wie das Dühring'sche Gesetz der bestimmten Anzahl dem ersten Hauptsatz, dem Mayerschen Gesetz von der Erhaltung der Kraft; denn nach letzterem, das nur ein besonderer Fall des Kausalgesetzes ist, sind Ursache und Wirkung quantitativ gleich, es kann also nichts an Wirkung verloren gehen, sondern nur die Formen der Kraftbetätigung wandeln sich in anfang- und endlosem Wechsel. Mit Recht betont daher auch Mayer in seinen Schriften und Briefen, dass das Gesetz der Erhaltung der Kraft für die Dynamik, nicht für die Statik als solche gelte. Der Ausgangspunkt ist bei Mayer nicht die Statik, sondern die Dynamik; die Statik wird nur als ein besonderer Fall der Dynamik angesehen. Gerade hierin beruht der krasse Gegensatz zwischen der Mayerschen und Clausius-Dühringschen Auffassung von Welt und Sein.

Clausius nimmt die Möglichkeit des Ueberganges eines dynamischen Kräftespiels in einen Gleichgewichtszustand, Dühring die Möglichkeit des Uebergangs eines statischen oder beweglichen Gleichgewichts in ein dynamisches Kräftespiel an. Letzterer will dadurch dem logischen Widerspruch der abgelaufenen Unendlichkeit entgehen, bedenkt aber nicht, dass er dabei ebenso wie Clausius gegen das Identitätsprinzip verstösst, wie dies z. B. ebenfalls geschieht, wenn man sagt, dass zwei parallele Graden

sich im Unendlichen schneiden. Was Dühring gegen diese Auffassung älterer Mathematiker wie Steiner und Gauss sagt, gilt auch von der behaupteten Möglichkeit des Uebergangs des Gleichgewichts in ein dynamisches Kräftespiel nach Dühring oder umgekehrt nach Clausius. Ich verweise daher auf die nachstehenden Sätze Dührings, „Neue Grundmittel und Erfindungen zur Analysis, Algebra, Fuuktionsrechnung und zugehörenden Geometrie etc." S. 479/480:

„Nach unserm klaren Begriffs- und Sprachgebrauch schneiden sich unbeschränkt wenig vom Paralellismus abweichende Linien in entsprechend unbeschränkter Ferne; aber dieser gesunde Satz ist es nicht, was die Steiner und die Gauss bezüglich der Parallellinien auf die Beine gebracht haben. Letzteres ist vielmehr der Satz eines stumpfen und bornierten metaphysischen Aberglaubens, dass sich wirkliche Parallellinien im Unendlichen schneiden. Es ist also, wenn gehörig analysiert, der Satz, dass gerade Linien, die einen Richtungsunterschied Null, d. h. keinen Richtungsunterschied haben, doch daneben, nämlich im Unendlichen, einen Richtungsunterschied haben sollen, der nicht Null ist . . .

Für den Fall des strengen Parallellismus und der zugehörigen Unbegrenztheit einen Durchschnittspunkt annehmen, heisst, um auch einmal den Jargon zu gebrauchen, einen unendlichen Fehler machen, — einen Fehler, der über jede Grösse hinaus, nämlich im Begriffe, also in der Qualität der Vorstellung liegt".

Genau derselbe begriffliche Unterschied wie zwischen Parallellismus und Nichtparallellismus liegt zwischen statischem und dynamischem Sein, so dass vorstehende Ausführungen ohne weiteres auch gegen die Clausius-Dühringsche Auffassung vom Sein gelten.

Das gegebene Sein ist ein dynamisches, und dies kann nimmer aus einem statischen Sein entstanden sein, noch in ein solches übergehen.

Die Clausiussche Lehre von der Entropie widerspricht somit nicht nur dem Gesetz von der Erhaltung der Kraft oder dem Klausalgesetz, sondern auch dem ersten Grundgesetz der Logik, nämlich dem Identitätsprinzip.

An dieser Stelle musste ich auf diese Frage andeutungsweise eingehen, da in dem Werke „Die Dampfturbinen von Dr. A. Stodola" (Abteilung III, S. 195—210) die fehlerhaften Entwicklungen von Clausius und Carnot ohne die erforderliche Kritik und Verbesserung wiedergegeben werden und somit die Gefahr besteht,

dass diese falschen theoretischen Entwicklungen, welche durch einen eigentümlichen Zufall nicht in die Theorie der Dampfmaschinen eingedrungen und von den neueren Dampfmaschinenkonstrukteuren wie Grossmann, Hrabak u. a. nicht benutzt werden, nunmehr Eingang in die Theorie der Dampf-, Gas- und Druckluft-Turbinen finden sollen. Für die Turbinenbauer liegt aber gar kein Anlass vor, solchen unhaltbaren Theorien beim Bau der Turbinen zu folgen, zumal dieselben zur Behandlung dieses Problems gar nicht erforderlich sind.

Denn die Grundformel der Dampfmaschinentheorie

$$W = m\,u\,p - m_1\,u_1\,p_1 + \frac{1}{A}\left[m_1\,r_1 - m\,r + M\,c\,(T_1 - T)\right]$$

lässt sich, wie dies in meinem Vortrage „Ist der Wirkungsgrad der mechanischen Nutzarbeit des tierischen Organismus mit demjenigen der Wärmekraftmaschinen zu vergleichen?" (Verhandlungen des V. Internationalen Zoologen-Kongresses zu Berlin vom 12.—16. August 1901. — Jena, Gustav Fischer 1902. S. 313—325) geschehen ist, ohne Bezugnahme auf den zweiten Hauptsatz ganz allein aus dem ersten Hauptsatz ableiten, während bei der Ableitung der Formel für die Ausflussgeschwindigkeit von Dämpfen und Gasen der zweite Hauptsatz auch nach der allgemeinen üblichen theoretischen Behandlung nicht benutzt wird. Denn in letzterem Falle spielt, wie E. Lewicki in seiner o. a. Arbeit mit Recht betont, die Form der gewählten Zustandsgleichung des Dampfes eine nebensächliche Rolle.

Ich lasse diese Entwicklungen Lewickis, welche als Grundlage zur Berechnung seiner oben zusammengestellten zahlreichen, höchst wichtigen Versuche dienen, zum Schluss hier folgen, damit in diesem Abschnitt wenigstens die theoretische Behandlung des Betriebes mit überhitztem Dampf kurze Berücksichtigung findet. Diese theoretischen Entwicklungen stützen sich auf die zuerst von Zeuner gegebenen Grundlagen. Lewicki hat dieselben dahin abgeändert, dass sie nicht wie dort für gesättigten, sondern für überhitzten Dampf gelten. Es wurde zu diesem Zweck nur anstelle von $u = 1{,}135$ der Wert $\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}333 = 4/3$ eingeführt und die Umrechnung für die Temperatur t^1 und das spezifische Volumen v^1 des Austrittdampfes durchgeführt.

Theorie der Heissdampfturbinen von E. Lewicki.

Es bezeichnet:

p_1 den absoluten Dampfdruck vor den Düsen
p_m „ „ „ im engsten Düsenquerschnitt
p „ „ „ im Austrittraum

t_1 und t die Dampftemperaturen
v_1 und v die Volumina für 1 kg Dampf in cbm
w_1, w_m und w die Dampfgeschwindigkeiten
H_m und H_d (H) die Strömenergie für 1 kg. Dampf
G das Gewicht der in 1 sk austretenden Dampfmenge
F_m den engsten Düsenquerschnitt in qm

} den Drücken p_1, p_m und p entsprechend.

Die infrage kommenden Ausdrücke folgen hier mit denjenigen für trocken gesättigten Dampf in Gegenüberstellung, wobei die jeweiligen Werte für μ und x zahlenmässig eingeführt sind.

	für trocken gesättigten Dampf nach Zeuner	für überhitzten Dampf	Bemerkungen
$p_m =$	$0{,}5774\,p_1$	$0{,}5396\,p_1$	—
$w_m =$	$3{,}23\sqrt{p_1 v_1}$	$3{,}348\sqrt{p_1 v_1}$	p u. p_1 in kg/qm
$w =$	$w_m\,3{,}9768\sqrt{1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{0{,}1189}}$	$w_m\,2{,}6458\sqrt{1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{0{,}25}}$	w in m/sk
$H_m =$	$\frac{\mu}{\mu+1}p_1v_1 = 0{,}5316\,p_1v_1$	$\frac{x}{x+1}p_1v_1 = 0{,}5714\,p_1v_1$	H_m in mkg
H_d (H) $=$	$\frac{\mu}{\mu-1}(p_1v_1 - pv) = 8{,}407\,(p_1v_1 - pv)$	$\frac{x}{x-1}(p_1v_1 - pv) = 4\,(p_1v_1 - pv)$	„
$\frac{G}{F_m}$	$199\sqrt{\frac{p_1}{v_1}} = 152{,}59\,p_1^{0{,}9696}$	$210{,}85\sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$	G in kg/sk, F_m in qm
$\frac{F}{F_m} =$	$\frac{0{,}1550}{\sqrt{\left(\frac{p}{p_1}\right)^{1{,}7621}-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{1{,}881}}}$	$\frac{0{,}2380}{\sqrt{\left(\frac{p}{p_1}\right)^{1{,}5}-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{1{,}75}}}$	p_1 in kg/qm
$\log v =$	—	$\frac{\log p_1 + x\log v_1 - \log p}{x}$	„
$t =$	—	$\frac{pv + 192{,}5\,p^{0{,}25}}{50{,}933} - 273$	„

Aus den von Zeuner angegebenen Gründen (vergl. Techn. Thermodyn. 2. Aufl. Bd. 2) hat Lewicki dessen Zustandsgleichung beibehalten, zumal eine Vergleichsrechnung mit der Batelli-Tumlirzschen Formel bei den hier infrage kommenden Drücken

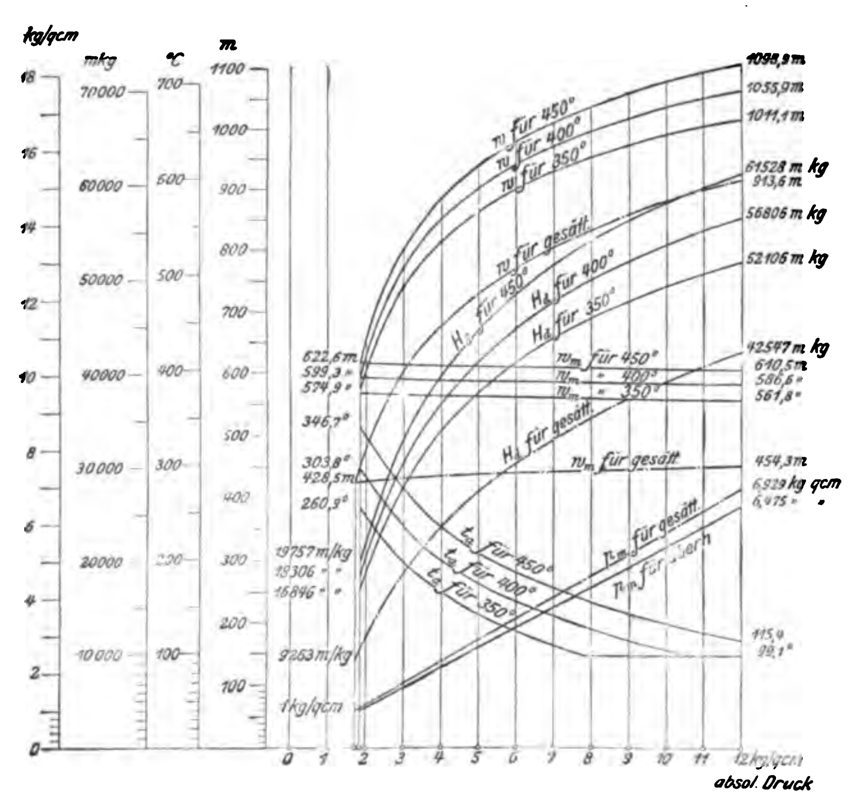


Fig. 374.

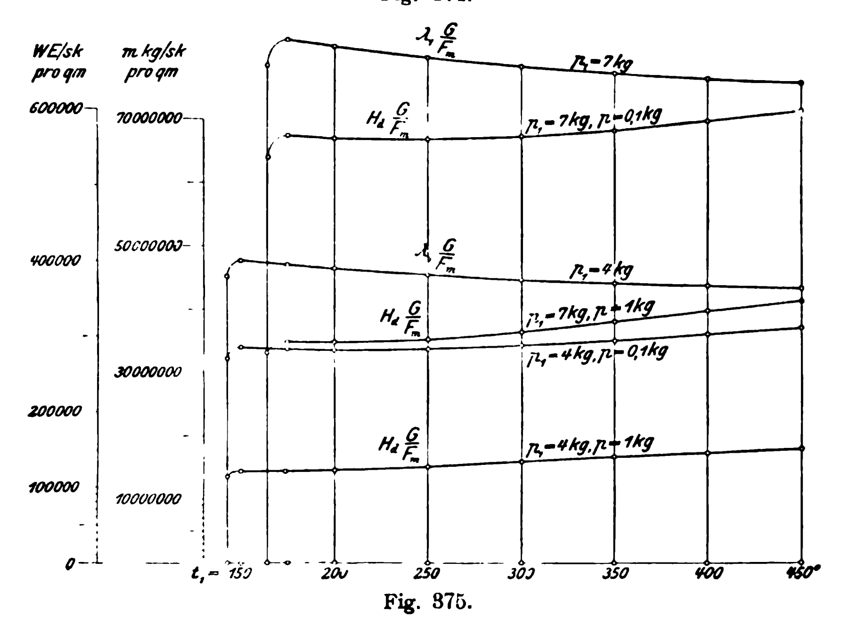


Fig. 375.

und Temperaturen für das spez. Volumen nur ganz geringe Abweichungen ergibt, so z. B. berechnet sich für $t = 450^0$ $d_1 = 12$ nach Zeuner $v_1 = 0{,}2770$, nach Batelli $v_1 = 0{,}776$.

Fig. 374 zeigt die Grös en p_m, w_m, w, H_d, t_a für die Ausströmung ins Freie bei Eintrittsdrücken von 1 bis 12 kg/qcm, und zwar für gesättigten sowie für überhitzten Dampf von 330, 400 und 450°.

In Fig. 375 sind die Werte für $H_d \frac{G}{F_m}$ sowie λ_1 für zunehmende Ueberhitzung bei 4 und 7 kg/qcm abs. Eintrittsdruck und Auspuff bezw. Kondensation dargestellt. Die auffälligen, durch Strichelung gekennzeichneten Kurvenäste an den Stellen des Ueberganges vom Sättigungs- ins Ueberhitzungsgebiet erklären sich einfach durch die Verschiedenheit der Werte μ und $\varkappa$ bei beiden Dampfzuständen. Es ist auch durch die Versuche bestätigt, dass hier auf dem Grenzgebiet der Zahlenwert von $\varkappa$ nicht plötzlich von 1,135 auf 1,333 springen kann, sondern ein allmählicher Uebergang angenommen werden muss.

Ist das Gehäuse gut isoliert, so wird der Abkühlungsverlust nach aussen nur gering sein, und wir haben dann unter Vernachlässigung dieses Verlustes folgende einfache Rechnung, um die „indizierte“ Leistung der Turbine, d. h. den Teil H_i der Strömenergie H zu bestimmen, welcher an das Rad abgegeben worden ist. Er beträgt für 1 kg Arbeitsdampf, wenn t die gemessene Austrittstemperatur, w_a die beim Drucke p bestimmte Ausströmgeschwindigkeit (im Austrittstutzen) bedeutet,

$$H_i = H - (t - t') c_p \frac{1}{A} \frac{w_a{}^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

oder unter Vernachlässigung des verhältnismässig sehr kleinen Betrages von w_a einfacher

$$H_i = H - \frac{(t-t')c_p}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1a),$$

wofür man auch schreiben kann:

$$H_i = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} (p_1 v_1 - p v) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1b),$$

wenn man v aus t ermittelt.

Daran schliessen sich unmittelbar die folgenden Ausdrücke:

Es ist die im strömenden Dampf verfügbare Leistung (in PS für G_h kg Dampf stündlich)

$$N_d = \frac{G\,H^h}{75.3600} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

sowie die „indizierte" Leistung

$$N_i = \frac{K_i\, F_k}{75 \cdot 3600} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2a).$$

Um die aufgestellte Formel für die „indizierte" Leistung den praktischen Versuchsergebnissen anzupassen, müsste noch eine die Wärmeverluste des Gehäuses betreffende Berichtigung angebracht werden. Diese berichtigte Formel lautet

$$H_{i'} = H - \frac{1}{A}\left[(t - t') c_p + k (t - t_0)\right] \text{[1]} \quad . \quad . \quad (1b)$$

und entsprechend die Gleichung für N_i

$$N_i = \frac{G_k\, H_{i'}}{75 \cdot 3600} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2b).$$

Diese Ausdrücke geben mit $k = 0{,}014$ und $t_0 = 30^0$ die Versuchswerte wieder. Damit sind die Werte für N_i gemeint, welche sich aus der Addition von N_e, N_l (gemessen) und N_z (zusätzliche Zahn- und Zapfenreibung gerechnet) ergeben. In den Zahlentafeln ist bei $N_{i'}$ die Berichtigung durch Abkühlung noch nicht berücksichtigt, daher die Abweichungen von N_i. Im allgemeinen muss darauf hingewiesen werden, dass man in der Praxis aus begreiflichen Gründen bei Dampfturbinen stets den Dampfverbrauch auf die Bremsleistung bezogen angibt, eben weil eine dem Indizieren der Kolbenmaschine entsprechende Messung der indizierten Leistung nicht möglich ist.

Den Quotient $\frac{H_i}{H}$ bezw. $\frac{H_{i'}}{H}$ können wir nur mit η_i bezw. $\eta_{i'}$ bezeichnen; er gibt also den Prozentsatz, der von der verfügbaren Stromenergie an das Turbinenrad abgegeben wird, und kann mitbezug auf die Kolbendampfmaschine „indizierter" oder entsprechend der Wasserturbine auch „hydraulischer" Wirkungsgrad genannt werden.

Für η_i und $\eta_{i'}$ ergeben sich aus den Beziehungen für H, H_i und $H_{i'}$ die Ausdrücke:

$$\eta_i = 1 - \frac{c_p}{A\,H}(t - t') \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

$$\eta' = 1 - \frac{1}{A\,H}\left[(t - t') c_p + k (t - t_0)\right] \quad . \quad (3a).$$

[1] Darin bedeutet t_0 die Aussentemperatur an der Turbine (rd. 30^0 C), k den sekundlichen Wärmeverlust des Radgehäuses (rd. 1 qm Oberfläche) bezogen auf 1 kg Dampf und 1^0 Temperaturunterschied. Für die vorliegenden Versuche ergab sich k zu 0,014 WE.

Sieht man von der Kesselanlage, also vom Brennstoff, ab und bezieht die in Arbeit umgesetzte Wärme nur auf die im Dampf bei seinem Eintritt in die Turbine enthaltene Gesamtwärme, so lassen sich folgende thermische Wirkungsgrade unterscheiden:

Das Verhältnis der für die Gewichtseinheit Dampf in (verfügbare) Strömenergie umgesetzten Wärmemenge zu der Gesamtwärme λ_1, welches mit λ_{td} bezeichnet werden möge, ist ausgedrückt durch die Gleichung

$$\eta_{td} = \frac{AH}{\lambda_1} = \frac{Aw^2}{2g\,\lambda_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4),$$

und mithin ist

$$H = \eta_{td} \frac{\lambda_1}{A}$$

Der Wert von η_{td} ergibt sich nun für das jeweilige Druckverhältnis und die jeweilige Ueberhitzung aus den Beziehungen für die adiabatische Expansion; ein grösserer Betrag von λ_1 kann überhaupt nicht in Strömenergie umgesetzt werden; z. B. Druckverhältnis $\frac{p_1}{p} = 7$, $t_1 = 500$ (Versuch vom 3. April 1901), $w \cong 1000$, $\lambda_1 = 817$; mithin

$$\eta_{td} = \frac{55100}{424 \cdot 817} = 0{,}14 \text{ oder } 14 \text{ vH.}$$

Es können also hierbei nur 14 vH. der Gesamtwärme in Strömenergie umgesetzt werden. Auf die „indizierte" und auf die effektive (Brems-)Leistung bezogen ist der Wirkungsgrad η_{td} noch mit η_i und $\eta_i\,\eta_m$ zu multiplizieren, sodass man die thermischen Wirkungsgrade η_{ti} und η_{te} schreiben kann:

$$\left.\begin{array}{l} \eta_{ti} = \eta_{td}\,\eta_i \\ \eta_{te} = \eta_{td}\,\eta_i\,\eta_m \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4a).$$

Für den Fall, dass der Abdampf noch überhitzt ist, kann man den thermischen Wirkungsgrad, bezogen auf die dem Brennstoff zu entnehmende Wärme, verbessern, indem man die Abdampfwärme bis zu der dem Sättigungszustande (Grenzkurve) entsprechenden Temperatur für den Arbeitsdampf durch Dampferzeugung oder Vorwärmung auf Kesseltemperatur wieder nutzbar macht (Regenerierung). Dann erhält man für den thermischen Wirkungsgrad folgende Ausdrücke:

Es wird einfach

$$\eta_{ter} = \frac{AH\eta_i\,\eta_m}{\lambda_1 - (t - t_g)\,c_p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5),$$

worin t die gemessene Austrittstemperatur, t_g die dem Austrittsdruck entsgrechende Sättigungstemperatur bedeutet. Das bereits angezogene Beispiel ergibt für η_{te} den Wert 0,0678, für η_{ter} dagegen 0,0791.

Eine andere Form dieses durch Gl. (5) ausgedrückten, auf die „Regenerierung" bezogenen thermischen Wirkungsgrades η_{ter} ist folgende:

Geht man davon aus, dass theoretisch 637 WE 1 PS während 1 st leisten, und ist G_h die stündliche Dampfmenge, so wird bei einer Bremsleistung N_e der thermische Wirkungsgrad

$$\eta_{te} = \frac{637\,N_e}{G_h\,\lambda_1} \quad \ldots \ldots \quad (4b)$$

und

$$\eta_{ter} = \frac{637\,N_e}{G_h\,(\lambda_1 - [t - t_g]\,c_p)} \quad \ldots \quad (5a)$$

Hieran soll nun auch noch der für die Praxis wichtigste thermische Wirkungsgrad angeschlossen werden, welcher im besten Falle, d. h. bei vollkommener Warmerückführung (Regenerierung) und gleichzeitiger Vorwärmung des Speisewassers auf Sättigungstemperatur durch den Abdampf, erreichbar ist. Dann erhält man für Gl. (5) bezw. (5a) den Ausdruck

$$\eta'_{ter} = \frac{A H \eta_i \eta_m}{\lambda_1 - (t - t_g)\,c_p - q_g} = \frac{637\,N_e}{G_h\,\lambda_1 (-[t - t_g]\,c_p - q_g)} \quad . \quad (6),$$

worin q_g die Flüssigkeitswärme beim Austrittsdruck bedeutet. Berücksichtigt man in dem Nenner von Gl. (6) die Beziehung

$$\lambda_1 - (t - t_g)\,c_p - q_g = A H_i + r),$$

so ergibt sich die einfachste Form der Gl. (6)

$$\eta'_{ter} = \frac{A H_i \eta_m}{A H_i + r} = \frac{637\,N_e}{G_h\,(A H_i + r)}, \quad \ldots \quad (6a),$$

wobei der erste Ausdruck sich noch kürzen lässt und lautet:

$$\eta'_{tr} = \frac{\eta_m}{1 + \frac{r}{A H_i}} \quad \ldots \ldots \quad (6b).$$

Diese letzte Formel gibt am einfachsten den thermischen Wirkungsgrad, sobald H_i bekannt ist. Für die praktische Ermittlung dagegen ist die Formel (6) am geeignetsten, da hier alle Werte unmittelbar aus den Beobachtungen zu entnehmen sind.

Um den „wirtschaftlichen" Wärmewirkungsgrad unter Berücksichtigung der Kesselanlage sowie des Rohrleitungsverlustes zu erhalten, hat man noch den Wirkungsgrad η_k der Kesselanlage einschliesslich Ueberhitzers sowie denjenigen der Leitung

η_l einzuführen. Danach wird der wirtschaftliche Wärmewirkungsgrad, bezogen auf die Brennstoffwärme, unter Voraussetzung vollkommener Wärmeregenerierung und Vorwärmung bezw. Speisung mit Kondensat:

$$\eta_w = \frac{\eta_m \eta_k \eta_l}{1+\frac{r}{AH_i}} = \frac{637\, N_e\, \eta_k\, \eta_l}{G_k(\lambda_1 - [t-t_g]\, c_p - q_g)} \quad . \quad . \quad (7).$$

Es müsste daher, wenn die Regenerierung vollkommen wäre und kein Abkühlungsverlust der Turbine vorläge, noch die folgende Beziehung bestehen: Ist B der in 1 st aufgewendete Brennstoff vom Heizwert H_c, so muss auch sein:

$$\eta_w = \frac{637\, N_e}{BH_c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Aus Gl. (7) und (8), sofern sie verschiedene Werte ergeben. findet man nun noch den Prozentsatz, welcher durch Ausstrahlung des Turbinengehäuses sowie durch etwa unvollkommene Regenerierung oder Vorwärmung an Wärme verloren geht; er wird durch den Quotienten bestimmt:

$$\frac{\frac{673\, N_e}{BH_c}}{\frac{637\, N_e\, \eta_k\, \eta_l}{G_k(\lambda_1 - [t-t_g]\, c_p - q_g)}} = \frac{G_k}{BH_c} \frac{(AH_i + r)}{\eta_k\, \eta_l}.$$

Hierin kann übrigens der Ausstrahlungsverlust des Turbinengehäuses noch entfernt werden, wenn man den Ausdruck für H'_i nach Gl. (1b) anstelle von H_i berücksichtigt.



Anhang.

Gas- und Druckluftturbinen.

So gross die Erfolge der Dampfturbinen in dem letzten Jahrzehnt gewesen sind, so gering sind die Ergebnisse gewesen, welche man bisher mit Gas- oder Druckluft- bezw. mit Verbrennungskraftturbinen erzielt hat. In mechanischer Hinsicht bestehen, da die Konstruktion im grunde dieselbe wie bei den Dampfturbinen bleibt, kaum grössere Schwierigkeiten als wie für die Heissdampfturbine, sofern man mit Expansions- oder Lavaldüsen arbeitet, da in diesem Falle durch die Expansion die Arbeitsgase bereits eine so starke Temperaturerniedrigung erfahren, dass durch diese Betriebsstörungen ausgeschlossen erscheinen.

Der Grund, warum die Explosions- und Druckluftturbinen bisher nicht mit den übrigen Kraftmaschinen in erfolgreichen Wettbewerb haben treten können, muss demnach ein anderer und zwar tiefer liegender sein. In der Tat ist dies der Fall; denn der Grund liegt in der Schwierigkeit des thermodynamischen Arbeitsverfahrens, das zur Durchführung eines in der Praxis brauchbaren und verwendbaren Betriebs dieser Turbinen einen grossen Bruchteil der Arbeitsleistung der Gasturbine für Kompressorarbeit zu verbrauchen zwingt.

Ebenso wie bei den Gasmaschinen kommen hier vom thermodynamischen Standpunkte aus zwei wesentlich von einander verschiedene Arbeitsverfahren und Turbinentypen in Frage. Nach dem ersten Typus, welcher durch die Gasturbine von Nordenfeldt vertreten wird, wird wie bei der Gasmaschine von Lenoir atmosphärische Luft in einen Behälter gesaugt, in welchem ein explosibles Gemisch sich bildet. Nach Abschluss der Ventile erfolgt Explosion, die Ausflussdüsen werden geöffnet, und das Laufrad wird beaufschlagt. Der Wirkungsgrad dieses Arbeits-

prozesses ist ein geringer und, wie V. Lorenc, Ingenieur in Budapest, in seiner Abhandlung „Wärmeausnutzung der Heissluftturbinen" — Zeitschrift d. V. d. Ing. 1900, S. 252 — ausführt, von Nordenfeldt gegenüber Arbeitsverfahren mit Kompression nur deswegen vorgeschlagen worden, um die Anwendung eines besonderen Kompressors mit Kurbelgetriebe zu umgehen. Wenn auch dieses Arbeitsverfahren den Vorzug besitzt, dass die negative Kompressorarbeit fortfällt, so leidet es dafür an dem ein gleichmässiges Arbeiten verhindernden Nachteil, dass sich die Ausflussgeschwindigkeit fortwährend ändert, da sie vom Maximum nach erfolgter Zündung stetig abnimmt.

Bei den Druckluft- bezw. Heissluftturbinen, für welche die Lavalsche Heissluftturbine typisch ist, fällt dieser letzte Nachteil fort, dafür aber ist von der Turbine negative Kompressorarbeit zu leisten, welche die nutzbare Energie der Turbine beträchtlich herabmindert. Der Kreisprozess erfolgt bei konstantem Höchstdruck p_1 und konstantem Gegendruck p^2, ist also genau derselbe wie beim „Mewes-Motor", sofern man isothermische Kompression voraussetzt. Bei Annahme adiabatischer Kompression erhält man das Arbeitsverfahren des „Otto- oder Diesel-Motor".

Da Lorenc in seiner Arbeit die Grundformeln für den Kreisprozess mit isothermischer Kompression, also die Grundformeln für das Arbeitsverfahren des „Mewes-Motor" ableitet und dabei genau denselben Entwicklungsgang einschlägt, wie dies in meinen eigenen theoretischen Arbeiten geschehen ist, insbesondere also nicht den zweiten Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie, sondern nur den ersten Hauptsatz benutzt, so lasse ich seine Entwickelung hier wörtlich folgen, da man mir dann sicher nicht den Vorwurf parteiischer theoretischer Begründung dieses Arbeitsverfahrens wird machen können. Da hier nur der reine Arbeitsprozess ohne die von Laval zur Herabminderung der Expansionstemperatur benutzte Wassereinspritzung — Banki-Prozess — interessiert, so beschränke ich mich auf die Wiedergabe der Grundformeln für den einfacheren Arbeitsvorgang ohne Wassereinspritzung, indem überall der spezifische Wassergehalt, der von Wasserzufuhr herrührt, nämlich k, gleich Null gesetzt wird.

In diesem Arbeitsprozess kann man abändern:

1. Die Art der Kompression (adiabatisch, isothermisch und Zwischenfälle);



2. den spezifischen Wassergehalt der Arbeitsgase k (hier $= o$);
3. die bei der Verbrennung zugeführte Luftmenge als n-fache der theoretisch notwendigen.

Unter der Annahme, dass Luft und Verbrennungsgase als physikalisch gleichwertig angesehen werden können, setzt Lorenc, alles auf 1 kg Arbeitsgase beziehend:

Q_1 = zugeführte Wärme in W.-E.
Q_2 = abgeführte „ „ „
L = theoretische Kompressorarbeit in kgm/kg
$A = \frac{1}{428}$
η = Gesamtnutzeffekt
η_1 = Nutzeffekt der eigentlichen Turbine
η_2 = Nutzeffekt des Kompressors.

Hiernach lautet die Gleichung für den Gesamteffekt

$$= \frac{\text{Turbinenarbeit} - \text{Kompressorarbeit}}{\text{Arbeitswert des Brennstoffes}};$$

$$\eta = \frac{(Q_1 - Q_2 + AL)\,\eta_1 - \frac{AL}{\eta_2}}{Q_1}$$

Die Temperaturen des Arbeitsgases seien:

t_1 = Ansaugetemperatur (Druck p_2)
t_2 = Temperatur am Ende der Kompression (Druck p)
t_3 = Temperatur nach erfolgter Verbrennug.
t_4 = Temperatur nach erfolgter adiabatischer Expansion des Arbeitsgases (Druck p_2). Diese letztere Temperatur herrscht im Turbinenlaufradgehäuse und darf nicht zu hoch sein)
t_1 = Anfangstemperatur, durch Abführung von Q_2 wieder hergestellt (Druck p_2).

Zu ermitteln sind die zusammengehörigen Werte von L, Q_1, t_4, Q_2 und η.

Vor allem muss die auf 1 kg Arbeitsgas entfallende Luftmenge bestimmt werden.

Es sei

G_0 = theoretisch nötige, $n\,G_0$ = zugeführte Luftmenge zur Verbrennung von 1 kg Kohle.

Auf 1 kg Arbeitsgas entfällt an Gegenarbeit:

1. Einschieben von $\frac{1}{n\,G_0 + 1}$ Teilen Kohle;
2. Kompression und Einschieben von $\frac{n\,G_0}{n\,G_0 + 1}$ Teilen Luft.

Es ist demnach
für adiabatische Kompression

$$L = \frac{n\,G_0}{n\,G_0 + 1}\left[\frac{c_v}{A}(t_2 - t_1) + p_1 v_1 - p_2 v_2\right]^{1)} \qquad (2a),$$

für isothermische Kompression

$$L = \frac{n\,G_0}{n\,G_0 + 1} R T_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \quad . \; . \; . \quad (2b).$$

Die pro kg Arbeitsgas eingeführte Wärme ist gegeben, sobald man die Luftmenge $n\,G_0$ und den Heizwert H der Kohle kennt. Es ist Q_1 = Heizwert $\times$ Kohlenmenge:

$$Q_1 = \frac{1}{n\,G_0 + 1} H \quad . \; . \; . \; . \; .$$

Um zur Bestimmung von Q_2 zu gelangen, müssen wir vorerst die Temperaturen t_3 und t_4 ermitteln.

Die Verbrennungstemperatur t_3 wird entweder in bekannter Weise berechnet oder durch Versuche bestimmt und ist ungefähr gleich 2000—2200° C zu setzen. Die Temperatur t_4 erhält man dann aus der bekannten Gleichung

$$\frac{t_3 + 273}{t_4 + 273} \left(\frac{p_1}{p}\right)^k,$$

worin $k = 1{,}4$ gesetzt werden mag.

Für diabatische Kompression wird dann

$$Q_2 = 0{,}24\,(t_4 - t_1),$$

für isothermische Kompression

$$Q_2 \quad 0{,}24\,(t_4 - t_1) + A \frac{n\,G_0}{n\,G_0 + 1} R T_2 \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Die gesamte Wärmeausnutzung η kann nunmehr bestimmt werden.

Angenommen ist:
$t = 27^0$ $\quad p_1 = 10$ kg/qcm $\quad p_2 = 1$ kg/qcm.
Luftmenge $n\,G_0 = 12$ k;
Heizwert der Kohle $H = 7500$ W.-E.

[1] Die Symbole haben die übliche Bedeutung.

Nutzeffekt η_1 des Turbinenlaufrades nach einschlägigen Erfahrungen = 0,5

Nutzeffekt des Kompressors $\eta_2 = 0{,}8$.

c ist die Ausflussgeschwindigkeit aus der Düse in m/sek; hierbei ist der Reibungsverlust zu 15 pCt. angenommen:

$$\frac{c^2}{2g} = 0{,}85 \left[Q_1 - Q_2 + (A L) \frac{1}{A} \right].$$

Die Umlaufgeschwindigkeit der Turbine ist etwa zu 0,35 c anzunehmen.

$$e = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \text{ ist der thermische Nutzeffekt.}$$

a) Adiabatische Kompression.

k	t_4	e	η	c
0,000	1257	0,490	0,151	1546

b) Isothermische Kompression.

k	t_4	e	η
0,000	1110	0,465	0,173

Die isothermische Kompression ergiebt günstigere Werte.

Inbezug auf den Nutzeffekt für andere als die angenommenen Verhältnisse kommt hauptsächlich der Luftüberschuss inbetracht. Durch grösseren Luftüberschuss wird e zwar besser, jedoch der Gesamtnutzeffekt infolge der grösseren negativen Arbeiten bedeutend schlechter. Wenn man z. B. eine Turbinentemperatur $t_4 = 300^0$ ohne Wassereinspritzung erreichen will, erhält man negative Wirkungsgrade. Der angenommene sehr kleine Luftüberschuss ergiebt bei isothermischer Kompression noch die besten Werte.

Die erreichbare Wärmeausnutzung ist nicht besser als bei Dampfmaschinen. Um eine Wärmeausnutzung zu erhalten, die etwa einem Dampfverbrauche von 7 kg pro PS_e - Std entspräche, müsste man die Turbinentemperatur zu $t_4 = 490^0$ annehmen; das ist aber bereits eine hohe Temperatur. Da auch die Anlage nicht billiger ausfallen wird und an Betriebssicherheit den Dampfmaschinen nachstehen dürfte, so ist die Einführung derartiger Heissluftturbinen in die Praxis sehr unwahrscheinlich. Die ausgezeichneten Eigenschaften der Dampfturbine, vollkommene Ausnutzung der Expansion und Einfachheit, können gegenüber dem kraftheischenden und umfangreichen Kompressor nicht zur Geltung kommen.

Den Schlussfolgerungen, welche Lorenc aus den theoretischen Formeln gezogen hat, kann nicht unter allen Umständen beigestimmt werden, insbesondere nicht in denjenigen Fällen, in denen Pressluft anderweitig zur Verfügung steht oder auf andere Weise erzeugt wird. Der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine ist viel zu niedrig angesetzt. Nach Versuchen, welche mit Heissluft (Druckluftturbinen) bei Höchsttemperaturen bis zu 600° in Dresden angestellt worden sind, ist der Gesamteffekt ein erheblich günstiger, so dass bei passender Vereinigung des Kompressors mit der Turbine bezw. Erzeugung der erforderlichen heissen Druckluft auf irgend eine andere Weise die Aussicht besteht, dass dereinst die Heissluftturbine die Dampfturbine in ihrer vollkommensten Ausführung als Heissdampfturbine überholen wird.

Buchdruckerei Otto & Emil Klett, Berlin SW, Kommandantenstr. 16.

Versuche über Dampfstrahlen bei Düsen verschiedener Form

von

Professor E. Lewicki in Dresden.

Fig. 1.

Erweiterte Düse, $d_m = 6$ mm; $p_1 = 6$ kg/qcm; ges. Dampf; $w = 780$ m.



Fig. 2.

Erweiterte Düse, $d_m = 6$ mm; $p_1 = 7$ kg/qcm; ges. Dampf; $w = 810$ m.



Fig. 3.
Erweiterte Düse, $d_m = 6$ mm; $p^1 = 8$ kg/qcm; ges. Dampf; $w = 835$ m.



Fig. 4.
Verengte Düse, $d_m = 6$ mm; p_1 = kg/qcm; $t_1 = 190^0$ C.

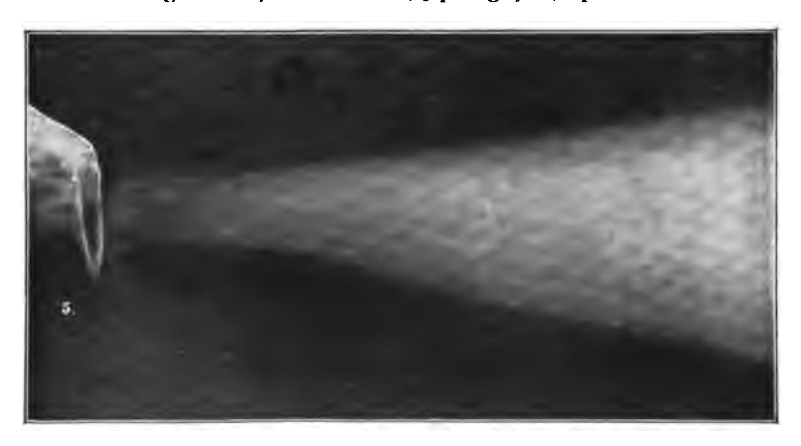


Fig. 5.
Erweiterte Düse, abgedreht, $d_m = 6$ mm; p_1 = 7 kg/qcm; $t_1 = 200^0$ C.

